



Politecnico di Torino  
Universidad de Zaragoza



# **Refrigeración de centro de cálculo por medio de “*Free-cooling*” y “*Solar-cooling*”**

**Proyecto Fin de Carrera**  
Ingeniería Industrial  
Centro Politécnico Superior  
Energía y Tecnología de Calor y Fluidos

Autor: Jesús Lahuerta Martínez  
Director: Vittorio Verda  
Ponente: Luis M<sup>a</sup> Serra de Renobales

Diciembre 2010



A Luis Serra y Vittorio Verda porque sin su ayuda y dirección este proyecto no hubiera  
sido posible

A mis amigos por hacer de estos años más llevaderos

A mi familia...por todo



# ***Refrigeración de centro de cálculo por medio de “free-cooling” y “solar-cooling”***

## **Resumen**

---

La refrigeración de equipos electrónicos y centros de datos es una partida que cada vez supone un mayor gasto en la factura energética de las empresas y un mayor impacto en el medio ambiente por la gran cantidad de energía que se consume.

Hoy en día hay en marcha diferentes líneas de investigación para conseguir una refrigeración adecuada con el menor consumo posible de energía primaria, sustituyendo en la medida de lo posible las fuentes de energía “convencionales”. Este proyecto parte de un acuerdo entre el Politecnico di Torino y Telecom Italia para mejorar los sistemas de refrigeración de las instalaciones de Telecom Italia en Turín, dado el deseo de esta última de reducir su factura energética. Se estudiará para tal fin la combinación de *free-cooling* y *solar-cooling* con la finalidad de reducir hasta 0 la cantidad de energía convencional que se necesita para refrigerar el TI-LAB (Telecom Italia Lab) de Telecom Italia en la ciudad de Turín.

Esta combinación es particularmente interesante debido a que son dos técnicas que se complementan de una manera razonablemente buena, por un lado el *free-cooling* es adecuado en los días fríos ya que requiere que haya una diferencia apreciable de temperaturas entre el local a refrigerar y el exterior, por otro lado para el funcionamiento del *solar-cooling* es necesaria una radiación solar importante, la cual se produce generalmente en los momentos más calurosos del día que es cuando el *free-cooling* no trabaja bien.

Para llevar a cabo este estudio, se realizará un modelo de *free-cooling* basado en la posibilidad de bajar la temperatura del centro de cálculo con ventilación a partir del aire externo y posteriormente se estudiará su integración con dos modelos de *solar-cooling*, uno basado en colectores solares y un ciclo de absorción, y otro en paneles fotovoltaicos y un ciclo de compresión. El estudio se realizará siempre bajo el objetivo de conseguir un aporte de energía eléctrica nula para la refrigeración del local, si bien no se descuidará la viabilidad económica del mismo.

Los modelos serán realizados en Excel para el *free-cooling* y EES (Engineering Equation solver) para el *solar-cooling*. Realizando en ambos casos una simulación horaria de todo un año de estudio, para poder analizar de una manera lo más aproximada posible a la realidad la viabilidad de la implantación facilitando la toma de decisión a cargo de la empresa, Telecom Italia.



# Contenido

<b>Introducción</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Objetivo de la investigación</b>	<b>1</b>
<b>El test plant TI-LAB</b>	<b>3</b>
<b>2.1 Potencia disipada por los equipos del Test Plant</b>	<b>5</b>
2.1.1 Calculo de la potencia disipada	5
2.1.2 Valoración de la potencia dispersada en los rectificadores	6
2.1.3 Potencia térmica total generada en el Test Plant	7
<b>2.2 Consideraciones sobre diferentes escenarios de potencia eléctrica</b>	<b>8</b>
<b>Free cooling</b>	<b>9</b>
<b>3.1 Cálculo free cooling</b>	<b>11</b>
<b>Solar cooling</b>	<b>15</b>
<b>4.1 Refrigeración solar por absorción</b>	<b>15</b>
4.1.1 Ciclo solar	16
4.1.1.1 Captador solar	16
4.1.1.2 Deposito acumulación	17
4.1.2 Ciclo absorción	18
4.1.2.1 Principio de funcionamiento y equipos. Ciclo de efecto simple	18
4.1.2.2 Mezclas de trabajo en ciclos de absorción	21
4.1.2.3 Equipo	21
4.1.2.4 Torre refrigeración	21
4.1.3 Programa cálculo	23
4.1.3.1 Ciclo absorción	23
4.1.3.2 Torre refrigeración	24
4.1.3.3 Captador solar	25
4.1.3.4 Deposito acumulador	29
<b>4.2 Refrigeración solar por compresión</b>	<b>32</b>
4.2.1 Ciclo compresión	32
4.2.1.1 Equipo	33
4.2.1.2 Refrigerante	33
4.2.2 Energía solar fotovoltaica	34
4.2.2.1 Modulo fotovoltaico	34
4.2.2.2 Panel fotovoltaico	35
4.2.2.3 Inversor	35
4.2.3 Programa cálculo	35
4.2.3.1 Ciclo compresión	36
4.2.3.2 Paneles fotovoltaicos	36

<b>Análisis económico</b>	<b>41</b>
5.1 Frío por absorción	41
5.2 Frío por compresión	43
<b>Conclusiones</b>	<b>45</b>
6.1 Conclusiones sobre el proyecto	45
6.2 Líneas de investigación	46
<b>Bibliografía</b>	<b>47</b>
<b>Índice de figuras</b>	<b>49</b>
<b>Índice de tablas</b>	<b>49</b>
<b>Anexos</b>	<b>51</b>
Anexo A. Radiación solar	53
Anexo B. Refrigeración	71
Anexo C. Equipos TI-LAB	87
Anexo D. Ecuaciones programas EES	91
Anexo E. Catalogos comerciales	117
Anexo F. Resultados programas cálculo	133



# Introducción

Uno de los costes más importantes a los que se enfrenta un operador en el mercado de las telecomunicaciones es la energía necesaria para el funcionamiento de sus equipos. Telecom Italia, la mayor compañía de telecomunicaciones italiana, se enfrenta a un consumo de electricidad equivalente a alrededor del 1% de la demanda nacional italiana 339.900 millones de kWh<sup>1</sup> y se encuentra entre los primeros cinco usuarios industriales. En este escenario parece importante un enfoque racional hacia la minimización del consumo de energía primaria.

Los equipos electrónicos de telecomunicaciones tienen la característica de disipar gran parte de la electricidad necesaria para su funcionamiento en forma de calor. Para el correcto funcionamiento de los equipos es pues determinante controlar el ambiente donde se encuentran instalados, ya que la temperatura de trabajo de los equipos está íntimamente relacionada con la fiabilidad de los mismos. En consecuencia se produce un importante gasto para la operación de sistemas de aire acondicionado que asumen un papel de primera importancia en el presupuesto de energía del sistema de telecomunicaciones.

Este proyecto se encuentra enmarcado dentro de un acuerdo de colaboración entre el Politecnico di Torino y Telecom Italia para evaluar posibles mejoras en los sistemas de refrigeración de sus instalaciones en Turín, teniendo como objetivos reducir la factura energética de Telecom Italia.

## 1.1 Objetivo de la investigación

El balance de energía de las centrales de telecomunicaciones requiere refrigeración durante todo el año, en este contexto y basándonos en un estudio previo de la implantación de la técnica de *free-cooling*, para aliviar las necesidades energéticas del centro, se estudiarán las necesidades frigoríficas adicionales del *free-cooling* para el laboratorio TI-LAB (Telecom Italia Lab) y la posibilidad de complementar la técnica del *free-cooling* con *solar-cooling* con el fin de reducir todavía más la necesidad de energía eléctrica.

El *free-cooling* utiliza aire externo para la refrigeración directa del ambiente interno o de un fluido en un proceso intermedio. Naturalmente esta práctica puede ser llevada a cabo cuando la temperatura externa es inferior a la temperatura del ambiente

---

<sup>1</sup> Fuente: Ministerio de industria, turismo y comercio de España (2008)

## 2 Introducción

interno. Por ello es especialmente interesante combinar el sistema de *free-cooling* con uno de *solar-cooling*, ya que los momentos del día con mayor temperatura son generalmente los de mayor radiación solar incidente sobre la Tierra. Así pues podemos suplir la falta de salto térmico entre el local a refrigerar y el ambiente con un sistema de frío que se nutra de la energía captada del Sol.

El caso del test plant TI-LAB (Telecom Italia LAB) di via Guglielmo Reiss Romoli en Torino, constituye el ambiente principal de experimentación para este proyecto.

Para llevar a cabo este proyecto, se analizará el laboratorio en cuestión, para después realizar un modelo de *free-cooling*, basado en trabajos previos del Politecnico di Torino y Telecom Italia, y posteriormente analizar su integración con dos modelos de *solar-cooling*, uno basado en colectores solares y un ciclo de absorción, y otro en paneles fotovoltaicos con un ciclo de compresión, este análisis se efectuará tanto desde un punto de vista técnico como económico.

Para minimizar las necesidades de energía y maximizar el uso del *free-cooling*, se procederá manteniendo la temperatura del local a refrigerar lo más alta posible, siempre de manera compatible a las temperaturas de trabajo de los equipos electrónicos, a calcular la demanda de frío del laboratorio y dimensionar tanto el campo de colectores como el de paneles fotovoltaicos. Para después realizar una simulación horaria de cada caso con los datos de demanda y condiciones atmosféricas

Así pues los objetivos específicos de este proyecto son:

- Realizar un estudio suficientemente preciso para poder evaluar la viabilidad de instalar las configuraciones propuestas.
- Realizar un software de cálculo suficientemente robusto y que sea capaz de ser extrapolable a otras zonas geográficas.

Fuera del alcance de este proyecto queda la realización de un proyecto de instalación.

## El test plant TI-LAB

El test plant TI-LAB (Telecom Italia LAB) situado en via Guglielmo Reiss Romoli en Torino representa un centro de investigación y desarrollo del grupo Telecom Italia. El test plant es parte integrante del Testing Lab, un centro de excelencia en el sector de las telecomunicaciones que promueve la innovación en los servicios, tecnología y procesos.

La planta de pruebas reproduce las características centrales de un TLC (Telecommunications Lab Center), tanto en el número como tipo de aparatos. En consecuencia, las consideraciones presentadas en este análisis se pueden extrapolar a cualquier centro dedicado a las telecomunicaciones.

El test Plant (TP) se encuentra en el sótano del edificio 1 en el complejo de edificios del TI-LAB en Turín. El edificio cuenta con habitaciones superiores utilizadas como oficinas, salas de reuniones y locales de servicio. En el sótano se encuentran algunos laboratorios, incluyendo la planta de pruebas en cuestión.

La figura 2.1 muestra la disposición del TP. En azul claro se pueden ver las paredes de ladrillo fijas, mientras que en azul oscuro se muestran las paredes móviles, las cuales se podrían mover en caso de cambio de configuración.

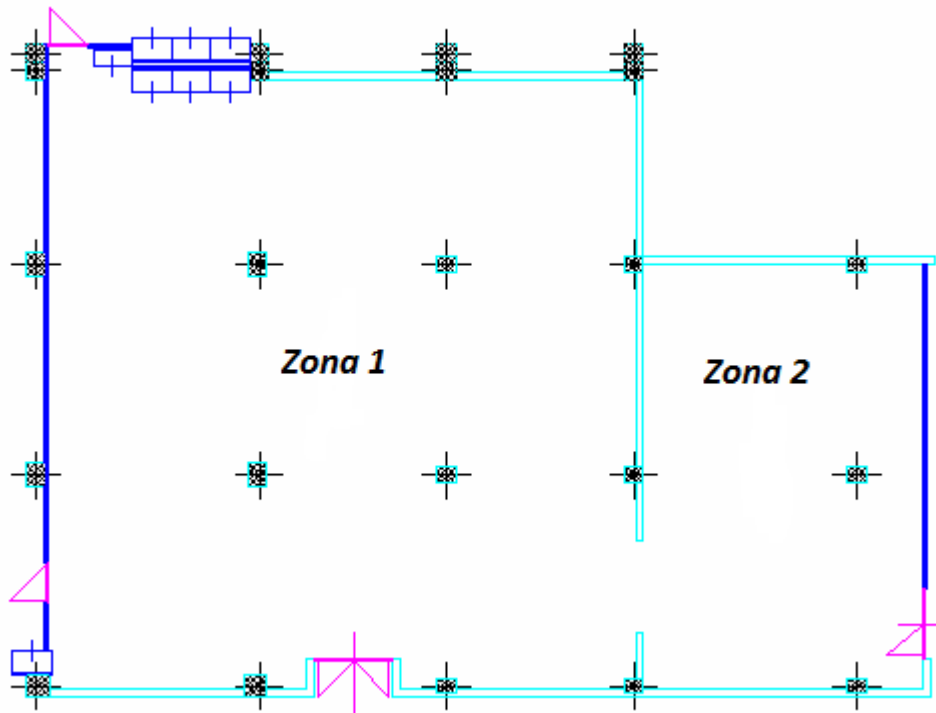


Figura 2.1 Layout del Test Plant

#### 4 El Test Plant TI-LAB

El TP se divide en dos zonas, tal como se indica en la figura 2.1, las cuales abarcan un total de 312 m<sup>2</sup>. La zona 1 tiene una altura de 3,1 m, y la zona 2 de 3,5 m.

Alrededor del TP hay pasillos y oficinas. No hay paredes en contacto directo con el exterior, lo cual debe ser tenido en consideración en el momento del análisis de la instalación y a la hora aplicar las consideraciones desarrollados para este centro a entornos de trabajo con diferentes características.

Dentro del test plant están los dispositivos que se utilizan para llevar a cabo pruebas de funcionalidad y durabilidad, así como para la investigación. Los dispositivos se insertan en unos bastidores (Rack), algunos rack presentan ordenadores y monitores para desarrollar las operaciones a realizar sobre el aparato.



**Figura 2.2 Disposición de los Rack en el laboratorio**

En cuanto a la terminología más estrechamente relacionada con las telecomunicaciones, hay tres tipos de aparatos diferentes funcionando dentro del Test Plant:

1. **CABLES:** Representan la conexión física entre los dispositivos y pueden ser Ethernet o de fibra óptica, que son la mayoría de los se pasan por encima de los rack.
2. **SWITCH:** Representan a los dispositivos que constituyen una conexión "inteligente".
3. **ROUTER:** Estos son los dispositivos que ejecutan el protocolo de enrutamiento y transmiten el flujo de datos.

Los dispositivos que se encuentran presentes en el TP son de diferentes tipos, pero a efectos de análisis de energía no se harán distinciones en el tipo de equipo y su funcionalidad.

## 2.1 Potencia disipada por los equipos del Test Plant

Se ha medido la corriente eléctrica absorbida por los distintos dispositivos de entrada y se ha obtenido la correspondiente potencia eléctrica absorbida. Esta potencia es casi totalmente disipada en forma de calor al ambiente. Por lo tanto, podemos decir que la potencia eléctrica necesaria para alimentar un dispositivo representa la carga térmica que debe eliminarse a fin de mantener una temperatura constante de la habitación.

### 2.1.1 Cálculo de la potencia disipada

La detección de corrientes eléctricas absorbidas se complica por el hecho de que no hay un contador de energía eléctrica dedicada exclusivamente a los equipos ni siquiera al laboratorio, información esta última que podría proporcionar una indicación de la carga eléctrica máxima del laboratorio. Por tanto será medida dispositivo a dispositivo. Para determinar la potencia absorbida se tiene en consideración la tensión de alimentación, 53V para algunos equipos y 65V para otros, midiéndose la intensidad que absorben y calculándose la potencia con la siguiente expresión:

$$P = V \cdot I$$

En la tabla 2.1 se muestran los valores de potencia total obtenidos, divididos por la zona en la que se encuentran los equipos.

La potencia eléctrica de cerca de 120 kW se obtendría si todos los aparatos se encontraran encendidos al mismo tiempo, la correspondiente potencia de 95 kW corresponde a una configuración típica de uso del laboratorio.

**Tabla 2.1 Potencia eléctrica absorbida por los aparatos del Test Plant**

	Todos aparatos en funcionamiento [kW]	Situación normal de funcionamiento [kW]
Potencia eléctrica total zona 1	75,4	50,21
Potencia eléctrica total zona 2	44,33	44,33
Potencia eléctrica total	119,73	94,54

Fijándonos en los resultados de la tabla 2.2 se observa que la zona 2 presenta una carga eléctrica por metro cuadrado y por tanto térmica más elevada que la zona 1. Con estos valores podemos calcular la densidad de potencia eléctrica del laboratorio debida a los aparatos.

Tabla 2.2 Densidad de potencia eléctrica en la zona 1 y 2

	Zona 1		Zona 2	
	Superficie [m <sup>2</sup> ]	Densidad de potencia [W/m <sup>2</sup> ]	Superficie [m <sup>2</sup> ]	Densidad de potencia [W/m <sup>2</sup> ]
Superficie total	312,3	214	78	568
Superficie ocupada por los Rack	190,2	351	47,2	940

### 2.1.2 Valoración de la potencia dispersada en los rectificadores

Los rectificadores son equipos que se encargan de pasar de corriente alterna (CA) a corriente continua (CC). Son necesarios ya que la mayoría de los aparatos del laboratorio trabajan en CC. Este proceso tiene un rendimiento en torno al 85% por tanto se producirá la correspondiente disipación de energía en estos equipos.

El rendimiento puede expresarse como:

$$\eta = \frac{P_{cc}}{P_{IN}}$$

Siendo  $P_{IN}$  la potencia de entrada a los rectificadores y  $P_{cc}$  la potencia en corriente continua, disponible para el funcionamiento de los equipos. La potencia de entrada puede expresarse de la siguiente manera:

$$P_{IN} = P_{cc} + P_{Disp}$$

Donde  $P_{Disp}$  es la potencia disipada.

$$\eta = \frac{P_{cc}}{P_{cc} + P_{Disp}}$$

Y por tanto la potencia disipada, será:

$$P_{Disp} = \frac{P_{cc}}{\eta} - P_{cc}$$

En la tabla siguiente se presentan los resultados obtenidos.

Tabla 2.3 potencia térmica disipada en los rectificadores

Rectificador	1	2	3	4
Corriente CC [A]	113,2	53,7	199	496
Tensión media [V]	53,4	60	53,4	53,4
Potencia [W]	6045	3222	10627	26486
Potencia disipada [W]	1067	569	1875	4674

### 2.1.3 Potencia térmica total generada en el Test Plant

En el plano de la figura 2.3 se muestra el layout del laboratorio con la disposición de los equipos y rectificadores, para ver a qué equipo corresponde cada posición con los resultados de las mediciones y cálculos de la energía eléctrica absorbida de cada rack ver Anexo C.

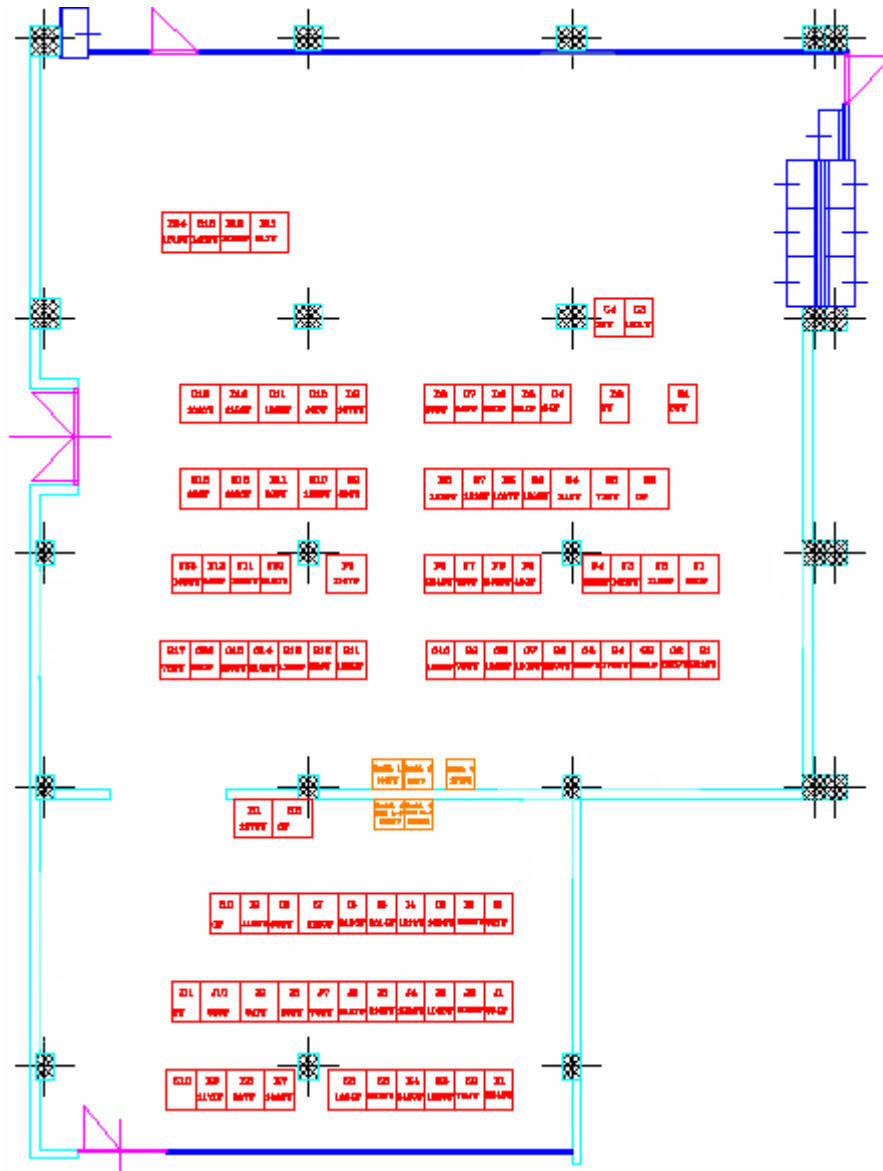


Figura 2.3 Layout del laboratorio con los equipos y rectificadores

## 2.2 Consideraciones sobre diferentes escenarios de potencia eléctrica

Resulta interesante observar la evolución de la demanda de potencia de los equipos que se suelen utilizar en este tipo de laboratorios y así poder estimar la evolución futura para poder dimensionar correctamente la instalación para su utilización en años futuros sin tener que modificar la instalación de frío.

Con los datos proporcionados por Telecom Italia se ha calculado la potencia disipada por rack, realizando un gráfico que muestra la evolución de la potencia disipada a lo largo de los años, debido a la incorporación y sustitución de nuevos equipos.

**Tabla 2.4 Potencia disipada para diferentes equipos**

### UT - años 80

Potencia [W]	26400
Nº aparatos por Rack	84
Potencia específica [W/Rack]	314

### Cisco 7500 - años 90

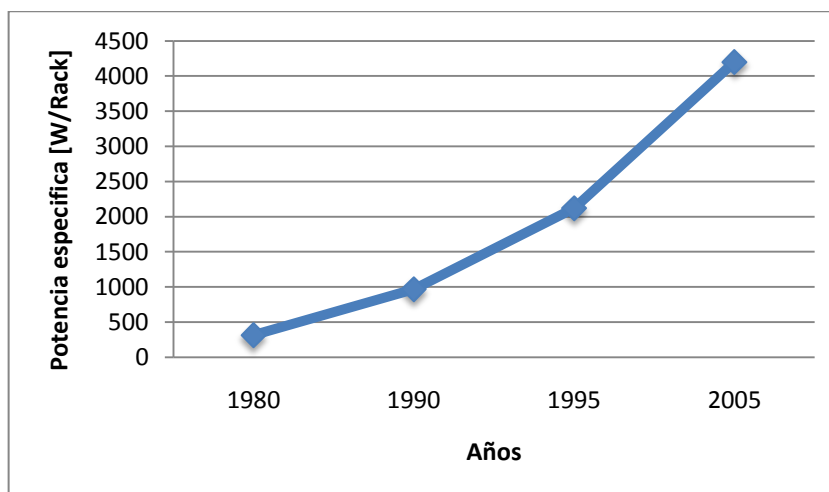
Potencia [W]	484
Nº aparatos por Rack	2
Potencia específica [W/Rack]	968

### Cisco 12000 - año 1995

Potencia [W]	2120
Nº aparatos por Rack	1
Potencia específica [W/Rack]	2120

### Cisco CRS - año 2005

Potencia [W]	41998
Nº aparatos por Rack	1
Potencia específica [W/Rack]	4198



**Figura 2.4 Evolución de la potencia disipada por Rack a lo largo de los años**



## Free cooling

El *free-cooling* es una técnica que utiliza el aire exterior a baja temperatura como fuente de energía de enfriamiento de manera alternativa o como complemento de otros sistemas de frío tradicional.

Si se tiene una instalación de refrigeración que deba trabajar todo el año, y en una zona con una temperatura exterior baja, es particularmente interesante utilizar un sistema de refrigeración dotado de *free-cooling*. Estas máquinas permiten reducir el consumo de energía en comparación con los sistemas tradicionales.

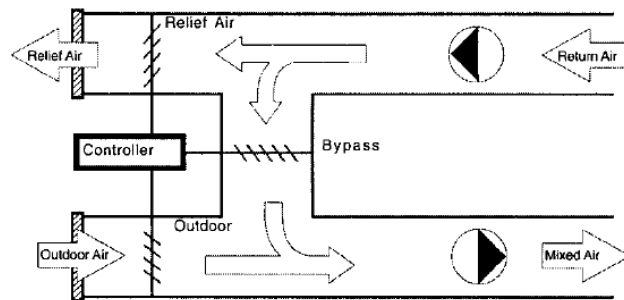


Figura 3.1 Esquema de funcionamiento de *free-cooling* directo (Quadri, 2007)

En el esquema de la figura 3.1 se detalla el procedimiento más usual para llevar a cabo el *free-cooling*, contando el sistema con un ventilador en la línea de retorno, que puede canalizar dicho aire eliminándolo hacia el exterior, o recirculándolo hacia la unidad de tratamiento de aire. La regulación de la proporción de aire eliminado o recirculado se realiza mediante un juego de compuertas en función de su grado de apertura o cierre.

Condiciones de operación. Se pueden plantear los siguientes casos:

- Temperatura del aire exterior menor que la del aire de impulsión.
- Temperatura del aire exterior mayor que la temperatura de aire de impulsión, pero menor que la del aire de retorno de los locales.
- Temperatura del aire exterior mayor que la temperatura del aire de retorno de los locales.

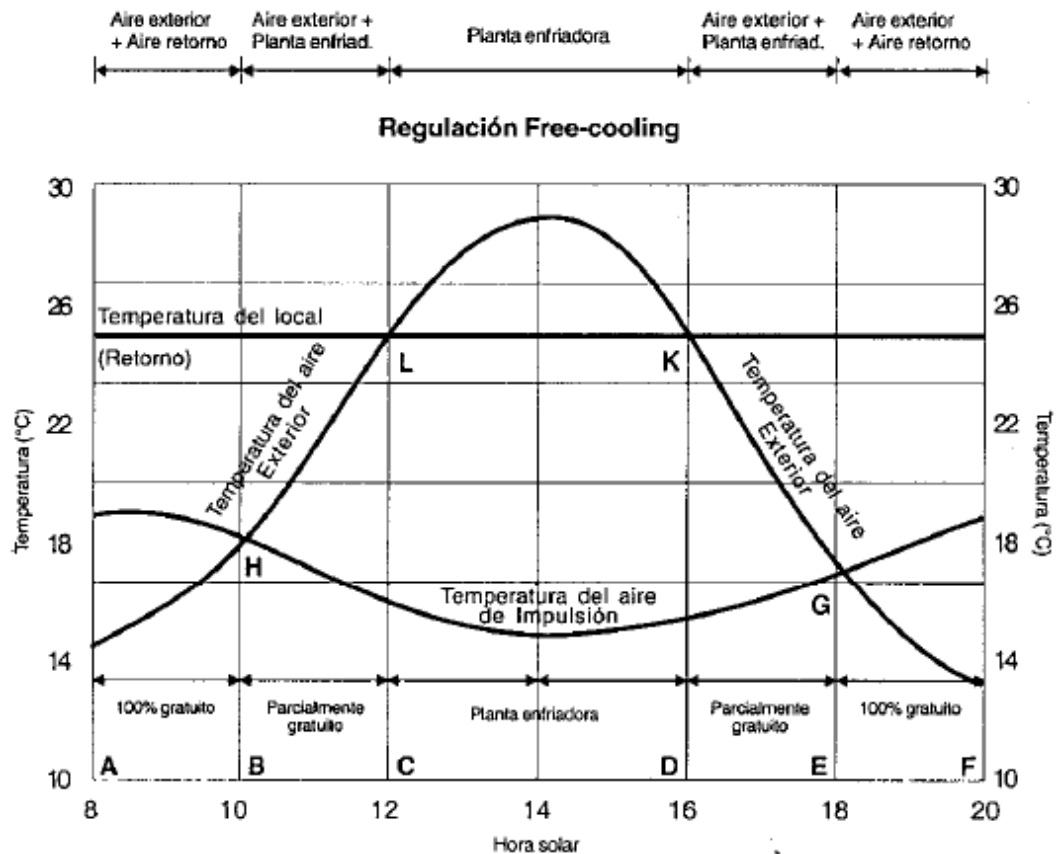


Figura 3.2 Gráfico de regulación de *free-cooling* (Quadri, 2007)

En el gráfico de la figura 3.2 se representan los casos descritos anteriormente. Considerando una temperatura del aire del local o de retorno de 25°C y una temperatura mínima de impulsión de 15°C, estableciéndose el pico de carga del local a las 14 horas. Se observa que durante el intervalo horario AB, la temperatura del aire exterior es menor que el de impulsión de modo que el sistema modula las compuertas hasta lograr que la mezcla del aire exterior con el aire recirculado alcance el valor determinado por la curva de temperatura de impulsión, siendo innecesaria la producción de frío, por lo que, el enfriamiento es gratuito.

En el intervalo BC el aire exterior es mayor que la temperatura de impulsión pero inferior a la temperatura de retorno del local, en ese punto el sistema frigorífico debe operar parcialmente para bajar la temperatura del aire exterior que se introduce hasta alcanzar la temperatura de impulsión requerida por el local. Cuando la temperatura del aire exterior alcanza a la del local constituye el límite del enfriamiento gratuito.

Por último, durante el período CD, donde la temperatura del aire exterior es superior a la temperatura de retorno del local, la instalación funciona en forma convencional, para satisfacer las necesidades de ventilación del local. Los intervalos DE y EF son similares a los BC y AB.

El *free-cooling* puede ser realizado en dos modos distintos:

- Directo: el aire se introduce en el medio considerado desde el exterior y se mezcla con el aire del ambiente con el fin de introducir la temperatura deseada.
- Indirecto: el aire externo se refrigera con agua del circuito de refrigeración antes de que esta entre en el evaporador para realizar un enfriamiento parcial o total.

El *free-cooling* directo es siempre preferible en tanto en cuanto conduce a un mayor ahorro energético, pero requiere una gran superficie en contacto directo con el exterior, por lo tanto es difícilmente realizable en edificios situados en núcleos de población. También es necesario disponer en el interior del centro a climatizar de una serie de canalizaciones que son difíciles de colocar en espacios reducidos. Se utilizan en este caso grupos frigoríficos con *free-cooling* incorporado. Estas máquinas se distinguen de los refrigeradores normales por la presencia de una batería de aletas que actúa como intercambiador de calor aire/agua montada antes del condensador. El aire movido por los ventiladores atraviesa en serie la batería de aletas y después el condensador de refrigeración del circuito.

### 3.1 Cálculo *free cooling*

El estudio sobre el *free-cooling* que aquí se ha realizado parte de trabajos previos realizados por el Politecnico di Torino para Telecom Italia, así pues con la información aportada y las directrices que se han transmitido por parte de la empresa. Se ha realizado un software en Excel, el cual calcula de manera horaria la potencia frigorífica que es necesaria para refrigerar el aire exterior que se introduce en el local.

Se parte de la premisa de que en el interior del local los equipos siempre se encuentran funcionando por lo que generan calor y no hay que preocuparse por el límite inferior de temperatura de funcionamiento. Así pues suponiendo que los equipos generan calor continuamente, y con el flujo de aire introducido en el laboratorio impuesto por análisis realizados por Telecom Italia en base a la potencia disipada en los equipos y a la geometría del laboratorio. Se calcula la potencia de refrigeración necesaria para que el aire exterior entre a una temperatura adecuada, cuando sea necesaria dicha refrigeración.

Partiendo de los datos de temperatura exterior a estos se le aplica un  $\Delta T$  de 8.5°C ( $\Delta T$  más restrictiva que indica el estándar ETSI<sup>2</sup>), diferencia mínima que debemos asegurar sobre los 35°C de temperatura límite de funcionamiento de los equipos. Si la suma de la temperatura exterior más  $\Delta T$  es superior a esos 35°C debemos enfriar la masa de aire. Calculando la potencia necesaria a través de la expresión:

$$Q = \dot{m}_a \cdot c_{p_a} \cdot \Delta T$$

Siendo:

$\dot{m}_a \equiv$  Flujo de aire, impuesto por Telecom Italia [Kg/s].

---

<sup>2</sup> ETSI: European Telecommunications Standards Institute

$cp_a \equiv$  Calor específico del aire [KJ/kgK].

$\Delta T \equiv$  Número de grados por encima de 35 que tiene la corriente de aire.

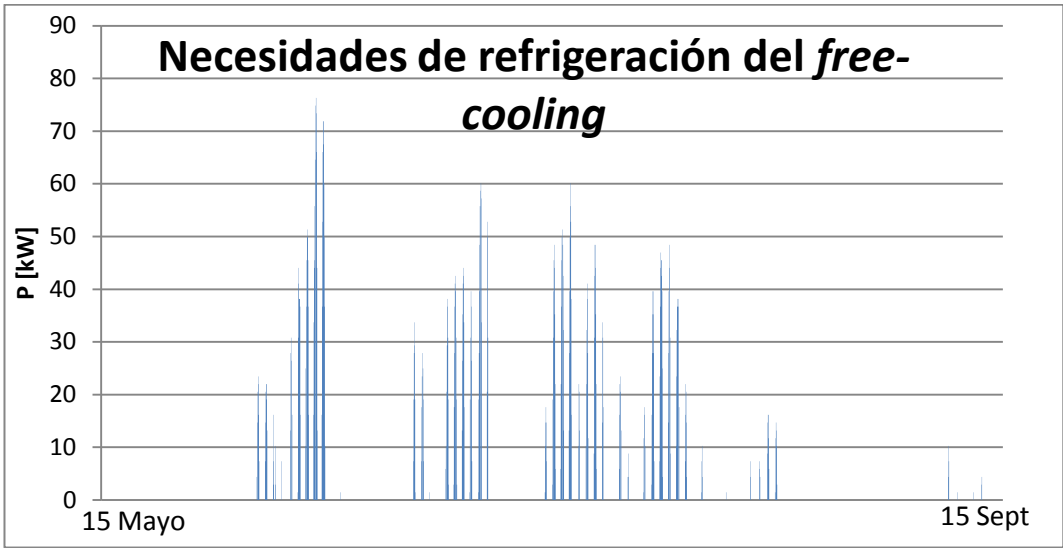


Figura 3.3 Representación horaria de la potencia frigorífica necesaria

La figura 3.3 representa la demanda horaria de necesidades de refrigeración con el *free-cooling*, como se puede ver no hay necesidades frigoríficas en el periodo comprendido entre el 15 de Septiembre y el 15 de Mayo, se puede apreciar también que el día con mayor demanda se encontraría en Junio, pero la mayor parte de la misma se concentra en el mes de Julio.

Tabla 3.1 Distribución de la energía requerida por el *free-cooling*

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
Energía requerida(kWh)	1,45	2189,18	3487,72	1418,86	32,28

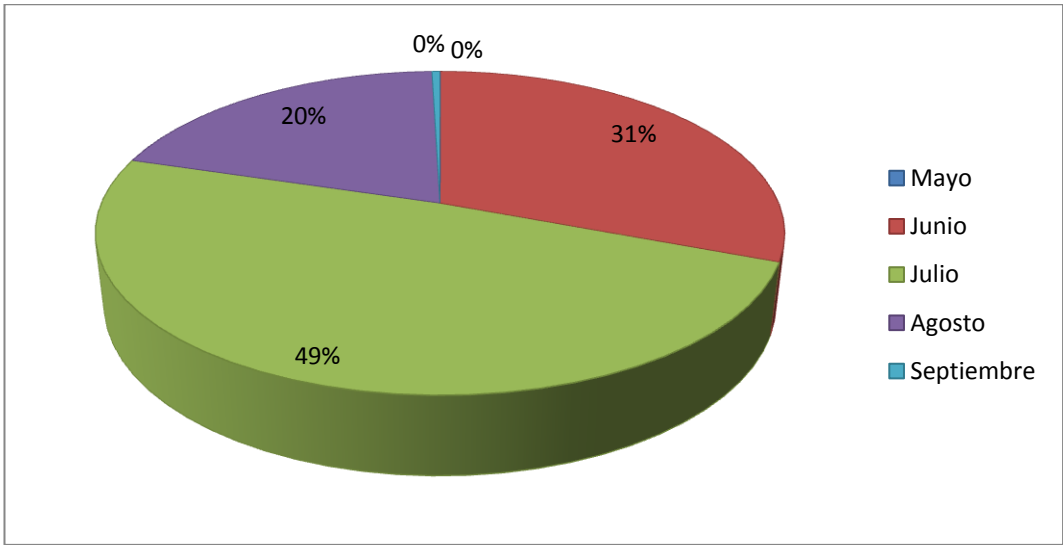


Figura 3.4 Representación porcentual de las necesidades frigoríficas en los meses estivales

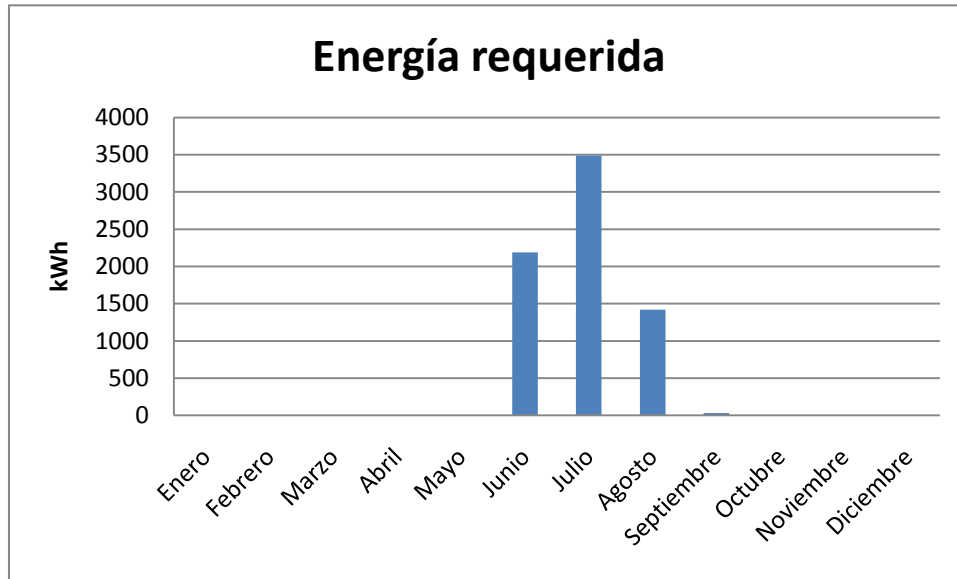


Figura 3.5 Energía requerida de manera mensual

Tal y como representan las figuras 3.4 y 3.5 se puede observar que el 99% de la demanda se encuentra en los meses de Junio, Julio y Agosto, esto puede sugerirnos que la integración con un sistema de *solar-cooling* puede ser realmente adecuado, ya que los meses con mayor demanda son también los de mayor radiación solar incidente.



## Solar cooling

*Solar-cooling* o refrigeración solar se refiere al uso de energía obtenida a través del Sol para su uso en refrigeración. La utilización de esta tecnología es una idea especialmente atractiva en climas cálidos o en lugares con muchas horas de radiación solar. La refrigeración solar puede ser realizada por tres clases de sistemas: ciclos de absorción, ciclos desecantes y ciclos de refrigeración de compresión de vapor. Dentro de estas clases hay por supuesto diversas configuraciones. Este proyecto se centra en el estudio de refrigeración solar por absorción y por compresión mecánica.

### 4.1 Refrigeración solar por absorción

Centrándonos en los ciclos de refrigeración solar por absorción tenemos dos alternativas para la implementación de estos ciclos, ciclos continuos o intermitentes. Los ciclos intermitentes son principalmente usados en refrigeración alimentaria, no se utilizan enfriadores intermitentes para acondicionamiento de aire, ni tampoco se han hecho grandes estudios que aconsejen su posible aplicación al acondicionamiento de aire por energía solar (Duffie & Beckman, 2006).

Los sistemas continuos son similares en su construcción y funcionamiento a las unidades convencionales de gas o de fluidos condensables, la energía se suministra al generador desde el sistema (colector solar-almacenamiento auxiliar), siempre que las condiciones dentro del edificio indiquen la necesidad de refrigeración.

Es posible adaptar colectores de placa plana para funcionar con ciclos frigoríficos de absorción. La influencia de los límites de temperaturas sobre el funcionamiento de los colectores de placa plana, hace que sólo se puedan considerar máquinas comerciales de simple efecto con sistemas de bromuro de litio-agua ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ), los cuales requieren agua de refrigeración para enfriar el absorbedor y el condensador, por lo que su empleo puede llegar a requerir el uso de una torre de refrigeración.

No obstante de acuerdo con las características de funcionamiento de las máquinas de absorción de simple efecto, éstas necesitan una temperatura del agua de alimentación en el generador entre 80 y 90°C (Yazaki), en estas condiciones de temperatura los valores de rendimiento de los captadores de tubo de vacío son muy superiores a los de placa plana, por tanto y buscando reducir la superficie de captadores lo más posible se puede concluir que los captadores de tubo de vacío son una mejor opción para este tipo de instalaciones.

La utilización de enfriadores amoníaco-agua en la forma que actualmente están comercializados resulta difícil debido a las altas temperaturas que necesita el generador (140-160°C) (Dominguez Quiroga, 2009), que harían trabajar a los colectores de vacío al límite de su temperatura de funcionamiento, aproximadamente igual a 130°C (Censolar) y además empeoraría considerablemente su rendimiento, por ello se precisaría usar colectores cilíndricos parabólicos, con el sobrecoste de la instalación que ello conllevaría.

El utilizar enfriadores diseñados para funcionar con energía solar implica generadores con temperaturas de funcionamiento inferiores, lo que supone mejores niveles de entrega de energía al generador desde el colector y mejor funcionamiento dentro de un determinado rango de temperaturas.

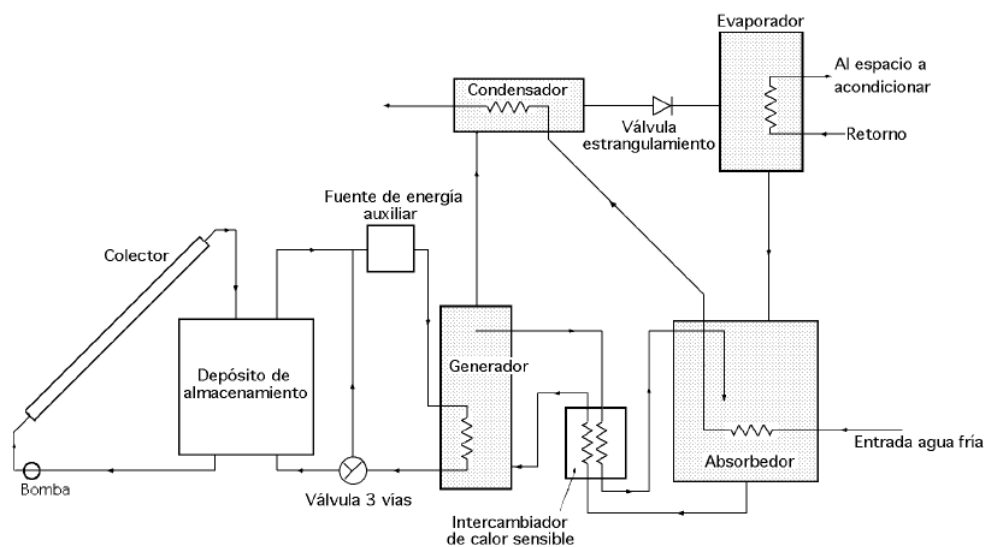


Figura 4.1 Esquema de solar cooling con ciclo de absorción (Duffie & Beckman, 2006)

### 4.1.1 Ciclo solar

La parte del ciclo solar del sistema de refrigeración por absorción está compuesta por los colectores solares, los acumuladores y una bomba para conseguir que el agua recorra el circuito, este último equipo no ha sido estudiado ya que no es propósito del presente proyecto hacer un análisis detallado de la instalación.

#### 4.1.1.1 Captador solar

Se han elegido captadores de tubo de vacío, ya que el rango de temperaturas que se necesitan para el funcionamiento del ciclo de absorción, está en el límite del rango de utilización de los colectores de placa plana. Según las simulaciones realizadas en la instalación caso de estudio, el rendimiento del colector plano es aproximadamente la mitad que el de tubos de vacío para las condiciones de diferencia de temperaturas entre el fluido y la temperatura ambiente de nuestro estudio, requiriendo aproximadamente el doble de la superficie necesaria con captadores de tubo de vacío.



Estos captadores están formados por tubos de vidrio en cuyo interior se ha hecho el vacío. En el interior de cada tubo hay una tubería de cobre soldada a una placa rectangular, que absorbe la radiación solar y cede calor al fluido que circula por la tubería.

Concretamente se ha elegido el colector de tubo de vacío Vitosol T-300 de la compañía Viessmann que utiliza tecnología *Heatpipe* (ver Anexo E). En el principio *Heatpipe*, el fluido solar no circula directamente por los tubos. En su lugar, un fluido caloportador circula por un absorbedor especial que se evapora por efecto de la irradiación solar y transmite el calor al fluido solar a través de un intercambiador de calor. Se ha tomado esta decisión ya que Viessmann es una empresa líder en el sector, con una amplia gama de productos, concretamente el captador elegido tiene unos buenos coeficientes de rendimiento y el uso de tecnología *heatpipe* reduce el riesgo de rotura del colector por sobrecalentamiento, teniendo en cuenta que durante largos periodos del año no tenemos demanda de frío, éste es un problema que puede aparecer.

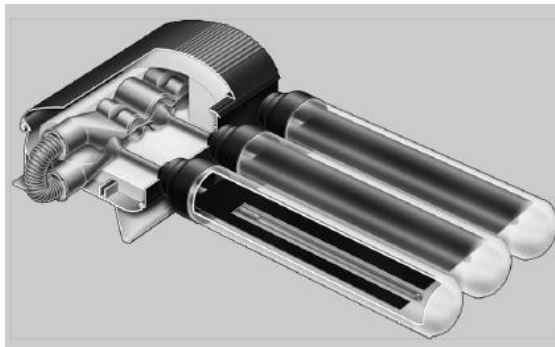


Figura 4.2 Captador tubos de vacío *Heatpipe* (Viessmann)

#### 4.1.1.2 Depósito acumulación

El objetivo de la acumulación en sistemas de climatización solar es el de poder compensar la separación temporal que hay entre la producción de energía solar y el consumo de calor o frío.

Se ha elegido un acumulador de inercia frente a uno de A.C.S debido a que el ciclo del agua del acumulador será cerrado, pudiendo así elevar la temperatura de trabajo hasta cerca de 100°C frente a los 60-65°C del otro tipo. Dado que se quiere trabajar en torno a los 90°C este es claramente el acumulador que se necesita.

Para el dimensionamiento se ha intentado asegurar una temperatura de trabajo adecuada en todo momento. Eligiéndose para ello el acumulador PBS-Solar de la marca NAU (Solar System Technik) con capacidad de 1500 litros y doble serpentín para la posible incorporación de un generador, que complementa los colectores solares. La capacidad está ligeramente sobredimensionada, pero dentro de la oferta de acumuladores disponibles se ha considerado como la mejor opción (ver Anexo E).

### 4.1.2 Ciclo absorción

Se va a proceder a la explicación de un ciclo de absorción de simple efecto, ya que es el más adecuado para unirse a un campo de colectores planos o de vacío. Para la utilización de un ciclo de doble efecto la temperatura de entrada en el generador tendría que ser más alta y habría que recurrir a soluciones como discos parabólicos para generar tal temperatura en el agua, generando un sobre coste difícilmente amortizable con el aumento del rendimiento de la instalación.

#### 4.1.2.1 Principio de funcionamiento y equipos. Ciclo de efecto simple

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío o calor.

La principal diferencia entre estos ciclos está en cómo se trasvasa el refrigerante de la zona de baja presión a la de alta presión. En los ciclos de compresión mecánica, el trasvase se realiza por medio de un compresor, pero en el caso de una máquina de absorción, el proceso es más complejo. El refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es captado por una solución (absorbente) que tiene afinidad fisicoquímica hacia él. La mezcla se bombea a la zona de alta presión, y la separación absorbente-refrigerante se produce mediante la aportación de calor. La clave está en que el trabajo de bombeo es mucho menor que el necesario para mover el compresor en un ciclo de compresión mecánica, con el consiguiente ahorro de energía eléctrica.

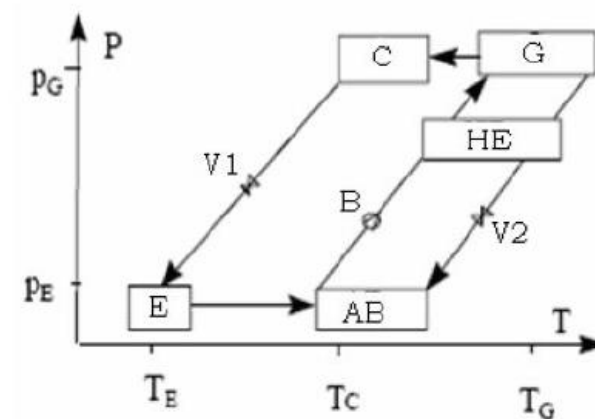
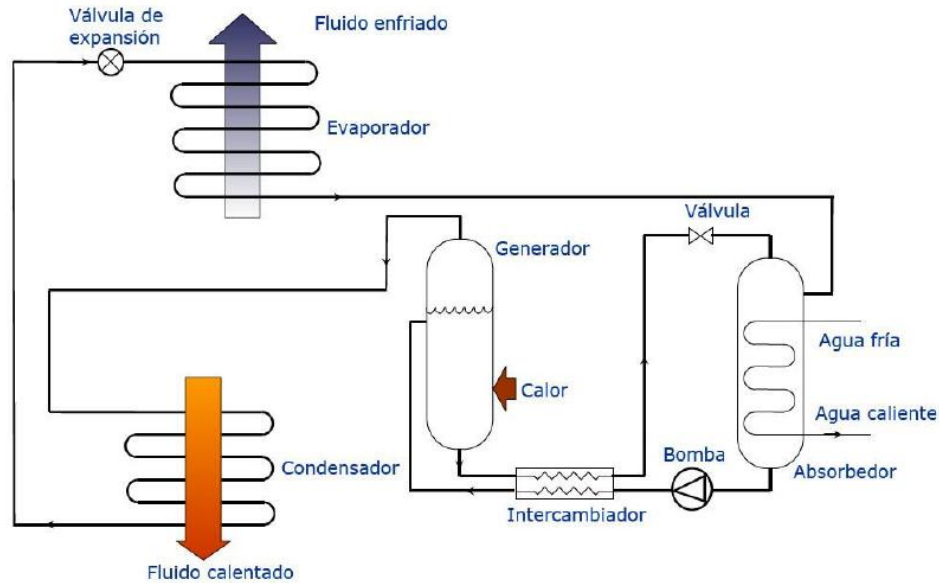


Figura 4.3 Equipos de una máquina de absorción de efecto simple sobre un diagrama p-T (Dominguez Quiroga, 2009)



**Figura 4.4 Esquema de equipos y flujos de una máquina de absorción de efecto simple (Dominguez Quiroga, 2009)**

Basándonos en las figuras 4.3 y 4.4 se procederá a describir el funcionamiento del ciclo de simple efecto así como los diferentes equipos que componen la máquina de absorción.

Comenzaremos por el generador ("G" en la figura 4.3). Mediante el aporte de energía térmica (independientemente del método empleado) se produce la evaporación de parte del agua de la solución de  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ , concentrándose dicha solución. El vapor de agua (el refrigerante) se dirige al condensador, mientras que la solución concentrada se dirige al absorbedor. Dado que el bromuro de litio (el absorbente) no es muy volátil, en condiciones normales de funcionamiento no debe producirse el arrastre de gotas de solución en el proceso de evaporación, o si se produce será en cantidades inapreciables.

Una vez ha llegado al condensador ("C" en la figura 4.3), el vapor de agua cede su calor latente y se condensa. Normalmente la condensación del vapor de agua se realiza mediante otra corriente de agua, que circula por el lado de los tubos, por lo que es necesario enviar esta corriente de agua a una torre de refrigeración para evacuar dicha energía, si bien hay algunos equipos (pero pocos) que condensan con aire. La presión de trabajo del condensador varía mucho en función del refrigerante que se esté empleando. Si se está empleando vapor de agua, estaremos trabajando por debajo de la presión atmosférica, pero si por el contrario se está empleando amoníaco la presión será muy superior a la atmosférica.

Tras abandonar el condensador, el refrigerante se dirige al evaporador, pero antes debe pasar por la válvula de expansión ("V1" en la figura 4.3) para reducir su presión lo necesario para que se produzca la evaporación a la temperatura correcta. Aquí de nuevo hay que hacer distinciones según se use un refrigerante u otro. En el caso del vapor de agua, la diferencia de presiones para las temperaturas típicas de funcionamiento de una máquina de absorción es pequeña, por lo que con un dispositivo

que produzca una pequeña pérdida de carga (como una trampa de líquido) es suficiente. Sin embargo, si el refrigerante es amoníaco, la diferencia de presiones es muy alta, por lo que si es necesario emplear una válvula de expansión para producir la pérdida de carga necesaria.

Tras disminuir su presión, el refrigerante llega al evaporador ("E" en la figura 4.3). En él, el refrigerante se evapora tomando la energía necesaria de otra corriente (normalmente agua) que circula por el lado de los tubos, produciéndose en dicha corriente el efecto frigorífico. Es importante indicar la necesidad de que no se produzca arrastre de absorbente, ya que modificaría la presión de trabajo en el evaporador y porque además se podría producir cristalización de la sal de bromuro de litio. En cuanto a las presiones de trabajo, en caso de trabajar con vapor de agua como refrigerante, seguiremos trabajando por debajo de la presión atmosférica, un poco más aún, mientras que si empleamos amoníaco seguiremos trabajando por encima de la presión atmosférica, aunque no tanto como en el condensador.

Una vez abandonado el evaporador, el refrigerante se dirige hacia el absorbedor ("AB" en la figura 4.3) para cerrar el ciclo. Para ello se ponen en contacto el refrigerante (vapor de agua) y la solución concentrada que proviene del generador. La solución concentrada absorbe el vapor de agua diluyéndose la solución, volviendo a las condiciones de partida. Dicho proceso de mezcla es exotérmico, por lo que es necesario evacuar el calor generado para que dicho calor no eleve la temperatura del absorbedor y se ralentice el proceso de mezcla. Para ello se emplea una corriente auxiliar de agua que evacua dicha energía y posteriormente la disipa en la torre de refrigeración. Normalmente, es la misma corriente de agua la que se usa para refrigerar el absorbedor y el condensador, primero pasa por el absorbedor, y luego pasa por el condensador.

Una vez se ha producido la mezcla, la bomba ("B" en la figura 4.3) se encarga de elevar la presión de la solución hasta la presión de trabajo (recordemos que hemos producido una pérdida de carga en el paso del condensador al evaporador) e impulsarla hacia el generador.

Por último, antes de llegar al generador, la solución pasa por un intercambiador de calor ("HE" en la figura 4.3) donde entra en contacto (indirecto, claro está) con la solución concentrada que proviene del generador y se dirige al absorbedor, disminuyendo la temperatura de ésta, y aumentando la suya. Con esto se consigue disminuir las necesidades de refrigeración del absorbedor (ya que al ingresar en él la corriente de solución concentrada a menor temperatura hay que evacuar menos energía) y también disminuye el aporte energético necesario a realizar en el generador (ya que la solución de partida ingresa en el generador a mayor temperatura).

Actualmente las máquinas de absorción de simple efecto tienen un COP en condiciones nominales de 0.65-0.70 aproximadamente.

#### 4.1.2.2 Mezclas de trabajo en ciclos de absorción

Tabla 4.1 Comparación propiedades mezclas de trabajo (Gas Natural & Fenosa)

Refrigerante / Absorbente	Ventajas	Inconvenientes
Agua / LiBr	<p>El refrigerante agua tiene una alta capacidad calorífica.</p> <p>La solución de bromuro de litio no es volátil.</p> <p>Las sustancias no son tóxicas ni inflamables.</p>	<p>El sistema no puede enfriar a temperaturas menores del punto de congelación del agua.</p> <p>El bromuro de litio es solvente en agua solo limitadamente.</p> <p>El vacío demanda una alta impermeabilidad del sistema.</p>
NH <sub>3</sub> / Agua	<p>El refrigerante amoníaco tiene una alta capacidad calorífica.</p> <p>Aplicaciones de temperaturas muy bajas, hasta -60°C.</p> <p>Propiedades muy buenas de transferencia de calor y masa.</p>	<p>Presión muy alta del refrigerante (tuberías más gruesas).</p> <p>Volatilidad del solvente (es necesaria una rectificación).</p> <p>Toxicidad del amoníaco.</p>

#### 4.1.2.3 Equipo

Se ha seleccionado una máquina de absorción de la marca Yazaki serie WFC SC30 de 105,4 kW de potencia frigorífica, que trabaja con una mezcla de LiBr-H<sub>2</sub>O en un ciclo de absorción de simple efecto (ver Anexo E). Se ha elegido este modelo debido al ajuste de la potencia frigorífica que se necesita y a que permite la utilización de agua a temperatura relativamente baja, comprendida entre 70°C y 95°C. Siendo Yazaki de las pocas compañías que realizan máquinas de absorción de esta potencia. En general la mayoría de fabricantes (Carrier, York, McQuay...) comercializan máquinas a partir de 350 kW.

#### 4.1.2.4 Torre refrigeración

Para evacuar el calor generado en el absorbedor y en el condensador se hace necesario el uso de una torre de refrigeración.

El enfriamiento sufrido por el agua en una torre de refrigeración se basa en la transmisión combinada de masa y calor al aire que circula por el interior de la torre.

El agua entra siempre por la parte superior y es distribuida de tal forma que establezca el mejor contacto posible con el aire atmosférico que asciende procedente de la parte inferior de la torre.

Para lograr este efecto el agua se reparte uniformemente, con ayuda generalmente de unos pulverizadores, sobre un relleno que aumenta el tiempo y la superficie de contacto entre ambos fluidos (figura 4.5).

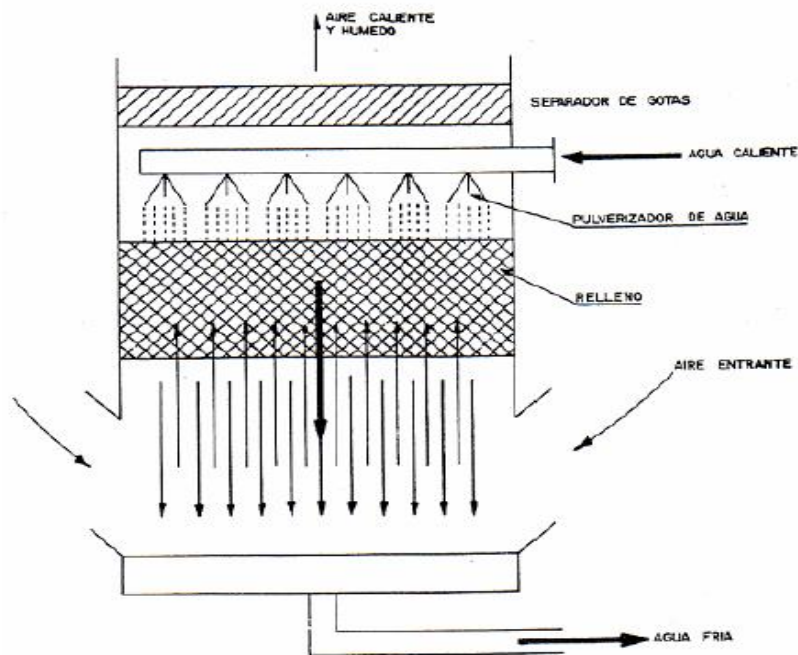


Figura 4.5 Esquema de flujos y componentes principales (Guallar, 2002)

En condiciones normales de funcionamiento, este contacto conduce a una evaporación de parte del agua. Como el agua debe absorber calor para pasar de líquido a vapor a presión constante, este calor se toma del líquido restante. De esta manera, el calor de vaporización del agua a la presión atmosférica se transfiere del agua de refrigeración al aire atmosférico (calor latente).

El resto de calor transmitido se debe a la diferencia de temperatura entre los dos fluidos (calor sensible). El calor latente supone frecuentemente más del 90% del calor total transmitido.

Hay una gran variedad de tipos de torres de refrigeración. Una primera clasificación puede hacerse atendiendo a la forma en que el agua es distribuida con objeto de lograr un buen contacto con el aire ascendente. Existen dos métodos básicos: extender el agua en finas películas sobre superficies (relleno laminar) o producir partición en gotas por choques del agua en su caída (relleno de goteo). Una segunda clasificación es la que se basa en el flujo relativo de las corrientes de agua y aire. De acuerdo con este criterio se tienen Torres con flujo en contracorriente y torres con flujo cruzado. Una tercera clasificación puede ser el tipo de tiro con el que funcionen, pudiendo ser este natural o forzado (mecánico).

Se ha elegido una torre de refrigeración a circuito abierto de tiro mecánico inducido ya que la utilización de ventiladores para mover el aire a través de la torre proporciona un control total de la entrada de aire, son muy compactas, es decir, necesitan poca superficie y permiten un control fino de la temperatura del agua fría.

Además la alta velocidad a la salida, excluye la recirculación del aire caliente y húmedo, principal factor de reducción en las prestaciones de las torres de refrigeración.

Concretamente se ha escogido el modelo TVA 021 de 214 kW de potencia nominal de la marca Teva. Se ha elegido este fabricante por la amplia información disponible sobre sus productos y su amplia gama, siendo además el modelo elegido completamente modulable (ver Anexo E).



Figura 4.6 Fotografía torre de refrigeración serie TVA

### 4.1.3 Programa cálculo

Para el cálculo de la instalación se han desarrollado dos programas en EES (Engineering equation solver). En el primero de ellos a partir de la demanda de potencia frigorífica se dimensiona el campo de colectores. En el segundo tomando los datos del campo de colectores se simula de manera horaria el comportamiento de la instalación y por tanto la producción de frío obtenida.

Partiendo de las hipótesis de que no se consideran pérdidas de carga ni de calor en las tuberías, las válvulas se consideran isoentálpicas, el programa de dimensionamiento se desarrolla de manera que los *inputs* del programa son la potencia frigorífica promedio demandada en los meses de verano, la temperatura de entrada y salida del generador, y los parámetros del captador solar elegido (coeficiente óptico, coeficiente de pérdidas, medida del panel e inclinación elegida para el mismo). Además de los valores de radiación y temperatura medios para un día de la estación estival.

#### 4.1.3.1 Ciclo absorción

Para el cálculo del ciclo de absorción se han aplicado balances de energía y el método NTU (Incropera & Dewitt, 2002) para el cálculo de las superficies de intercambio, así mismo se han utilizado las ecuaciones de McNeely (Kaita, 2001) para el cálculo de las propiedades de la mezcla LiBr-H<sub>2</sub>O.

$$T = D \sum_{n=0}^3 A_n \cdot X^n + \sum_{n=0}^3 B_n \cdot X^n$$

$$\log P = 7,05 - \frac{1603,54}{D + 273,15} - \frac{104,095}{(D + 273,15)^2}$$

Siendo:

$T \equiv$  Temperatura [ $^{\circ}\text{C}$ ].

$D \equiv$  punto de rocío [ $^{\circ}\text{C}$ ].

$A_i, B_i \equiv$  Constantes.

$X \equiv$  proporción entre el LiBr y el  $\text{H}_2\text{O}$  [%].

$$H = 2.326 \cdot [A + B \cdot (1,8 \cdot T + 32) + C \cdot (1,8 \cdot T + 32)^2]$$

$$Cp = 2,326 \cdot [1,8 \cdot B \cdot T + 3,6 \cdot C \cdot (1,8 \cdot T + 32)]$$

A, B y C parámetros para calcular la entalpía y el poder calorífico según McNeely

$$A = -1015,07 + 79,5387 \cdot X - 2,358016 \cdot X^2 + 0,03031583 \cdot X^3 - 1,4002613^{-4} \cdot X^4$$

$$B = 4,68108 - 3,037766^{-1} \cdot X + 8,44845^{-3} \cdot X^2 - 1,047721^{-4} \cdot X^3 + 4,80097^{-7} \cdot X^4$$

$$C = -4,9107^{-3} + 3,83184^{-4} \cdot X - 1,078963^{-5} \cdot X^2 + 1,3152^{-7} \cdot X^3 - 5,897^{-10} \cdot X^4$$

Estas ecuaciones permiten calcular las propiedades de la solución de LiBr- $\text{H}_2\text{O}$  hasta una temperatura máxima de  $210^{\circ}\text{C}$ , muy superior a las temperaturas de trabajo con las que se trabaja aquí.

En la figura 4.7 se puede observar la variación del COP de la máquina de absorción en función de la temperatura del agua en la entrada al generador y del caudal de agua de entrada al generador. Estas graficas se han obtenido mediante la simulación de la máquina de absorción variando los parámetros del eje de abscisas y han sido validadas con datos proporcionados por el fabricante York en una publicación suya. (Tabecchio, 2001) Como se puede ver a partir de  $100^{\circ}\text{C}$  el COP se mantiene constante, y por debajo de  $85^{\circ}\text{C}$  el descenso se hace más acusado, el comportamiento del COP es similar si el parámetro que se varía es el flujo de agua.

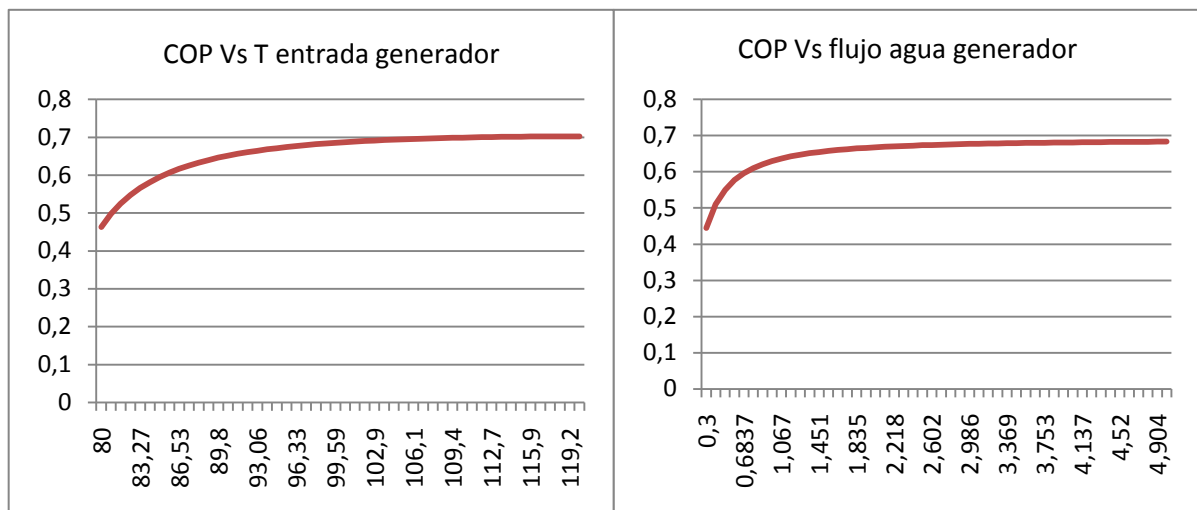


Figura 4.7 Evolución del COP en función de la temperatura y flujo másico en la entrada al generador

#### 4.1.3.2 Torre refrigeración

Para el cálculo de la torre de refrigeración se ha utilizado el método de la Integral de Merkel ya que presenta una precisión adecuada. La energía cedida por el agua, en el proceso de transferencia de calor y masa que tiene lugar en la torre de refrigeración, es igual a la ganada por el aire, de tal forma que:



$$L \cdot c \cdot (t_1 - t_2) = G \cdot (h_D - h_c)$$

Dónde:

$L \equiv$  Caudal másico de agua [kg/h].

$t_1, t_2 \equiv$  Temperatura de entrada y salida del agua de la torre [°C].

$G \equiv$  Caudal másico de aire [kg/h].

$h_c, h_D \equiv$  Entalpía del aire a la entrada y a la salida [kcal/Kg].

$c \equiv$  Calor específico del agua a presión constante [kcal/Kg°C]. Se admite igual a la unidad y suele suprimirse a las ecuaciones.

Desarrollando la ecuación anterior se llega a la siguiente expresión denominada Integral de Merkel:

$$\frac{K \cdot a \cdot V}{L} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{c \cdot dt}{h_w - h_a}$$

El programa resuelve dicha integral tomando como datos de partida el caudal de agua, la potencia calorífica a refrigerar en la torre (obtenidos de la simulación del ciclo de absorción), la humedad relativa, la temperatura del aire ambiente y la temperatura del agua de entrada en la torre.

#### 4.1.3.3 Captador solar

Para el cálculo de la radiación solar, se partía de los datos de radiación solar directa y difusa incidente sobre una superficie horizontal, estos datos se han convertido para el caso de un captador inclinado. Para ello se ha utilizado el modelo de *Hey and Davies de 1980* (Duffie & Beckman, 2006) enmarcado dentro de la teoría anisotrópica de bóveda celeste la cual se diferencia de las teorías isotrópicas en que estas últimas sostienen la premisa de que la suma de la radiación difusa del cielo y la reflejada sobre una superficie inclinada es la misma sin tener en cuenta su orientación, no así pues la anisotrópicas que hacen tal diferenciación. El modelo de *Hey and Davies* está basado en la asunción de que toda la radiación difusa puede ser representada en dos partes: la isotrópica y la circunsolar.

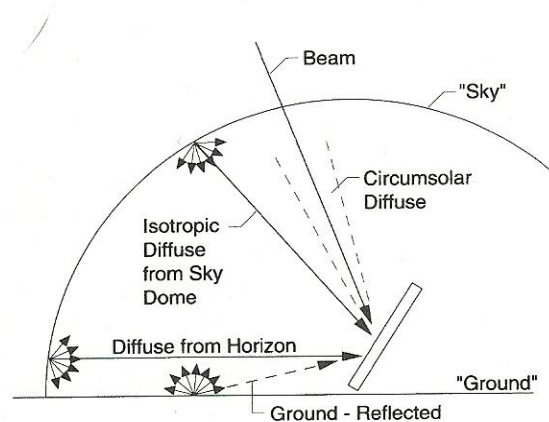


Figura 4.8 Esquema del modelo de bóveda anisotrópica (Duffie & Beckman, 2006)

Además de por representar una buena aproximación se ha elegido este modelo porque es totalmente analítico prescindiendo de graficas en su desarrollo que harían más difícil su implementación en el programa.

El cálculo de la radiación total sobre la superficie inclinada se realiza a través de la expresión:

$$I_T = (I_{bh} + I_{dh} \cdot A_i) \cdot R_b + \left[ I_{dh} \cdot (1 - A_i) \cdot \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \right] \cdot \left[ 1 + f \cdot \sin^3 \left( \frac{\beta}{2} \right) \right] + I_{th} \cdot \rho_g \cdot \left[ \frac{1 - \cos \beta}{2} \right]$$

Dónde:

$I_{bh}$  ≡ radiación directa sobre la superficie horizontal [MJ/m<sup>2</sup>].

$I_{dh}$  ≡ radiación difusa sobre la superficie horizontal [MJ/m<sup>2</sup>].

$$A_i = \frac{I_{bh}}{I_0}$$

$A_i$  ≡ índice de anisotropía.

$I_0$  ≡ radiación extraterrestre [MJ/m<sup>2</sup>].

$$f_{ant} = \sqrt{\frac{I_{bh}}{I_{th}}}$$

$$R_b = \frac{\cos(L - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin(L - \beta) \cdot \sin \delta}{\cos L \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin L \sin \delta}$$

$\beta$  ≡ inclinación del panel [°].

$L$  ≡ Latitud: es el ángulo que forman el radio terrestre que pasa por la superficie considerada y el plano del ecuador. Su valor se encuentra comprendido entre -90° (Polo sur) y 90° (Polo norte).

$\delta$  ≡ declinación: Posición angular del sol al mediodía solar con respecto al plano del ecuador, norte positivo; -23.45° ≤  $\delta$  ≤ 23.45°.

La declinación se calcula según la fórmula de Cooper (Duffie & Beckman, 2006).

$$\delta = 23.45 \cdot \sin \left[ \frac{360}{365} \cdot (d + 284) \right]$$

$d$  ≡ Número de día del año, contando desde el 1 de enero. 284 representa el número de día relativo al último equinoccio del año.

$\omega$  ≡ Ángulo horario: desviación angular del sol de Este a Oeste con el meridiano local debido a la rotación de la tierra; 15° por hora, negativo por la mañana, positivo por la tarde.

$$\omega = 15 \cdot (hora_{solar} - 12)$$

Hora solar: Tiempo basado en el movimiento aparente del sol a través de la bóveda celeste, en el mediodía solar el sol cruza el meridiano del observador. Esta hora no coincide con la hora de reloj. La hora solar es usada en todas las relaciones entre ángulos solares.

$$hora_{solar} = hora_{local} + \Delta t_{local} + \Delta t_{long} + E$$

$hora_{solar} \equiv$  Hora del día entre 0 y 24 en horario solar [horas].

$hora_{local} \equiv$  Hora del día entre 0 y 24 en horario local [horas].

$\Delta t_{local} \equiv$  Adelanto horario local del territorio en el que se localiza el emplazamiento seleccionado [horas].

El adelanto de la hora local se suele fijar en función de la situación geográfica del territorio y de las estaciones del año. Este adelanto es siempre igual a cero en el meridiano de Greenwich, por lo que la hora local en ese meridiano se conoce con el nombre de hora universal (GTM).

En Italia se fija un adelanto de -1 hora respecto de la hora del meridiano de Greenwich en invierno, mientras que en verano el adelanto es de -2 horas (signo negativo por coherencia con la ecuación anterior).

Respecto de este adelanto general, existe un adelanto adicional debido a la longitud de cada localización particular, calculado según la expresión.

$$\Delta t_{long} = (long - long_0)/15$$

$long \equiv$  Longitud relativa al emplazamiento estudiado [°].

$long_0 \equiv$  Longitud del meridiano de referencia, igual a 0° para el Meridiano Cero o de Greenwich.

Se observa que si la longitud es positiva el adelanto total de la hora es mayor y si es negativa el adelanto total de la hora es menor.

Además se introduce otro pequeño factor de corrección en función del día del año calculado mediante la ecuación de Whiller (Duffie & Beckman, 2006):

$$E = \frac{1}{60} (9.87 \cdot \sin 2B - 7.53 \cdot \cos B - 1.5 \cdot \sin B)$$

$E \equiv$  adelanto horario local debido al día del año [horas].

La variable B viene dada por la expresión:

$$B = \frac{360}{365} \cdot (d - 81)$$

Para calcular el número de captadores solares se ha realizado la división entre la potencia demandada por el generador del ciclo de absorción y la generada por un colector solar. La potencia generada por un colector solar se calcula como el producto de la radiación incidente y el rendimiento del panel.

El rendimiento del panel se obtiene a través de la siguiente expresión (Monné Bailo & Díez Pinilla, 2007):

$$\eta = F_R \cdot (\alpha\tau)_N - F_R \cdot U_L \cdot \frac{T_e - T_a}{I}$$

Siendo  $F_R \cdot (\alpha\tau)_N$  el coeficiente de óptico del captador y  $F_R \cdot U_L$  el coeficiente de pérdidas, ambos datos proporcionados por el fabricante.

Tabla 4.2 Datos captador (ver Anexo E)

Modelo	Coeficiente óptico	Coeficiente de pérdidas	Superficie absorción	Superficie total
SP3A	0,809	1,37	2,004 m <sup>2</sup>	2,866 m <sup>2</sup>

$T_e$  ≡ Temperatura de entrada del fluido caloportador al colector [°C].

$T_a$  ≡ Temperatura ambiente [°C].

$I$  ≡ Radiación solar incidente [W/m<sup>2</sup>].

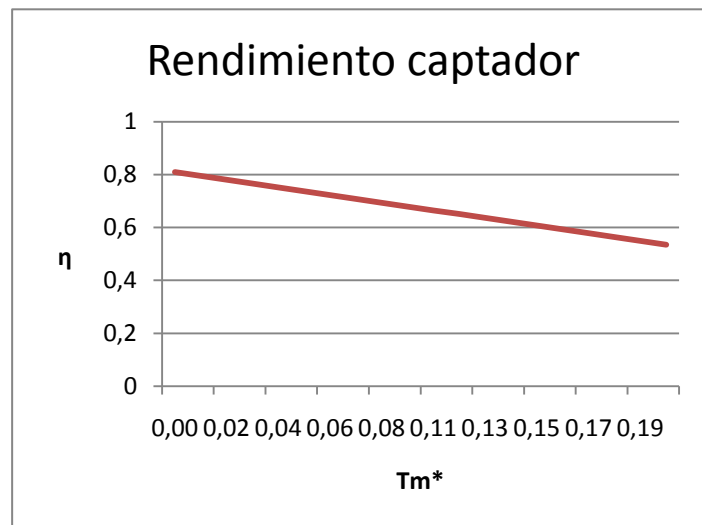


Figura 4.9 Rendimiento del captador en función de la temperatura

$$T_{m^*} = \frac{T_e - T_a}{I}$$

La variación del rendimiento se ha obtenido simulando el captador con los datos proporcionados por el fabricante en diferentes condiciones de temperatura ambiente.

Se han colocado los captadores con una inclinación de 31° ya que la demanda se centra en el periodo estival, y por ello se ha optimizado la inclinación para este periodo.

Tabla 4.3 Elección de la inclinación del captador (Monné Bailo &amp; Díez Pinilla, 2007)

	Mejor inclinación	Máxima radiación invierno	Máxima radiación verano
$\beta$	0,9 · Latitud	Latitud + 10°	Latitud - 10°

#### 4.1.3.4 Depósito acumulador

En cuanto al criterio de dimensionado del depósito acumulador, el objetivo será conseguir que el agua acumulada tenga energía calorífica suficiente para satisfacer las necesidades del usuario durante periodos de ausencia o escasez de radiación solar normalmente inferiores a un día. Si el volumen de acumulación es pequeño, se consiguen mayores temperaturas en detrimento del rendimiento de los captadores solares, y si es grande, aunque sube el rendimiento de los captadores, se corre el riesgo de no alcanzar la temperatura de uso (ver Anexo B).

Para alimentar la máquina de absorción se emplean acumuladores de inercia.

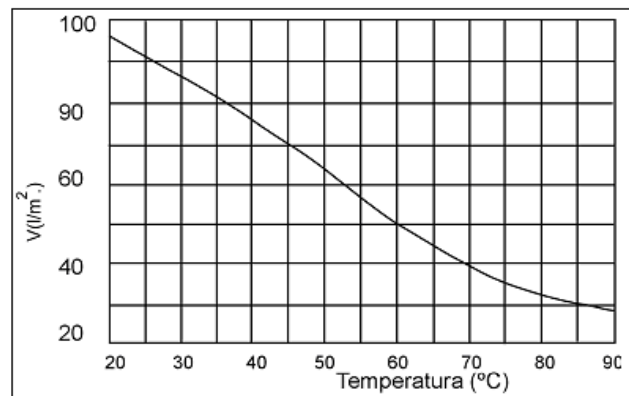


Figura 4.10 Estimación del volumen del depósito de acumulación (Iglesias De Casto, 2007)

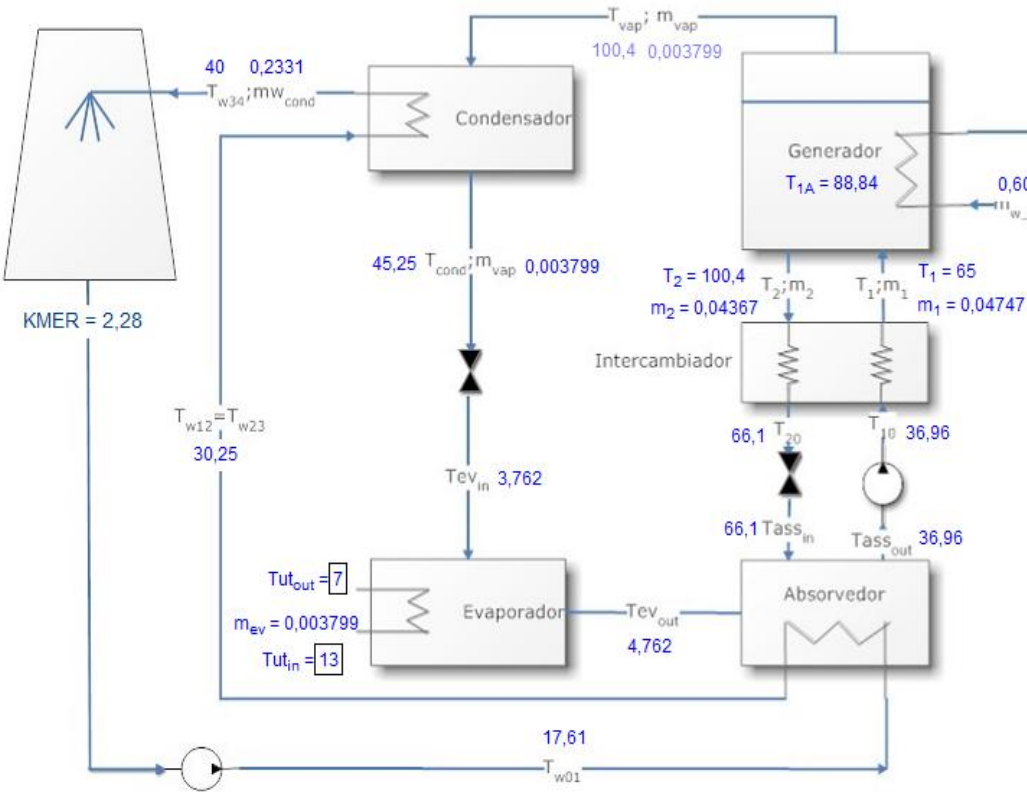
La gráfica anterior se ha ajustado a una recta con la siguiente ecuación característica:

$$V_{\text{deposito}} = -1,1893 \cdot T_{\text{deposito}} + 122,01$$

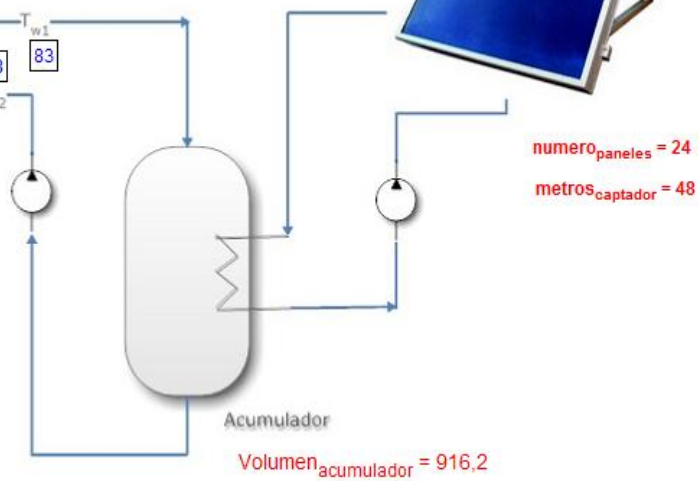
Esta ecuación es válida para captadores de placa plana, cuando se emplean captadores de tubo de vacío se ha considerado un volumen un 10 % superior. (Iglesias De Casto, 2007).

El criterio que se ha seguido para el dimensionamiento de toda la instalación es ajustar la generación con los captadores para satisfacer las necesidades del mes de julio, para ello se ha introducido como dato de demanda frigorífica el promedio de la demanda de ese mes, así como la temperatura exterior y la radiación incidente.

Las ecuaciones empleadas en el programa se encuentran en el Anexo D donde se ha introducido el código del programa con las ecuaciones y variables más importantes comentadas.




Modelo panel   $\beta = 31$

$$\text{coef}_{\text{optico}} = 0,809$$
$$\text{coef}_{\text{perdidas}} = 1,37$$
$$\text{medida}_{\text{panel}} = 2$$


numero\_paneles = 24

**metros<sub>captador</sub> = 48**

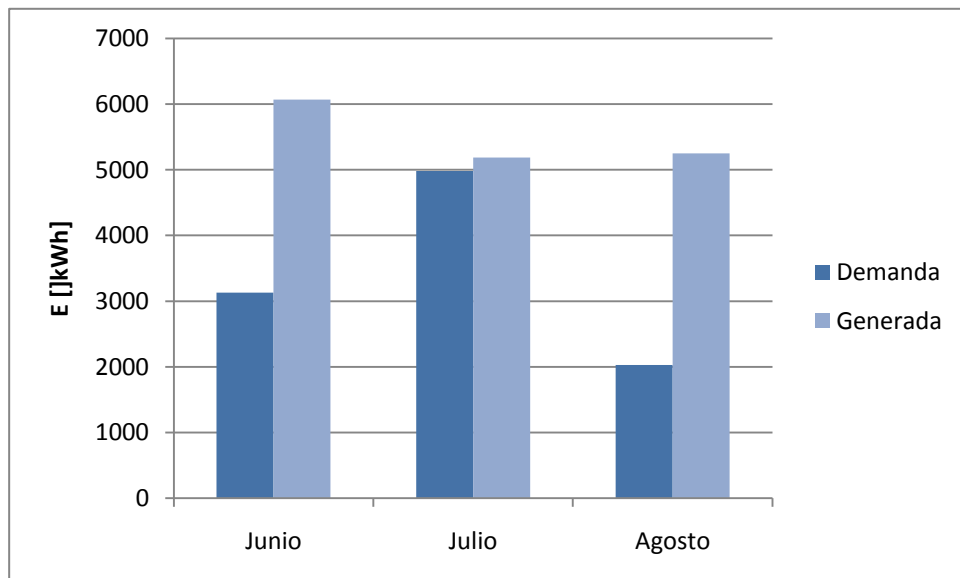
$$\text{Volumen}_{\text{acumulador}} = 916,2$$

 Calculate

Como resultado del programa se obtienen los parámetros de funcionamiento del ciclo de absorción, tales como las temperaturas y caudal de todos los flujos, la potencia y el área de intercambio necesario en cada equipo (calculados a partir del método NTU), además como se ve en la figura se obtiene la dimensión del campo de captadores que es lo que se estaba buscando.

Tal y como se puede observar eligiendo el captador de tubos de vacío antes mencionado Vitosol 300-T se necesita un campo de captadores de 48 metros y por tanto se hacen necesarios 24 captadores y un depósito de acumulación de 916,2 litros.

El programa de simulación es muy similar al de dimensionamiento salvo porque ahora se introducen como *inputs* la dimensión del campo de colectores y el UA de los equipos, y teniendo los datos de temperatura exterior y radiación incidente de todo el año de manera horaria, se hace una simulación del sistema para ver la energía entregada por el campo de captadores y la demandada por la instalación.



**Figura 4.11 Energía demandada y generada para los meses de verano**

A la vista de la figura 4.11 la demanda está perfectamente ajustada en la simulación para el mes de Julio que es precisamente lo que se buscaba, el resto de meses tendremos una producción excesiva debido a la variedad de demanda de un mes a otro.

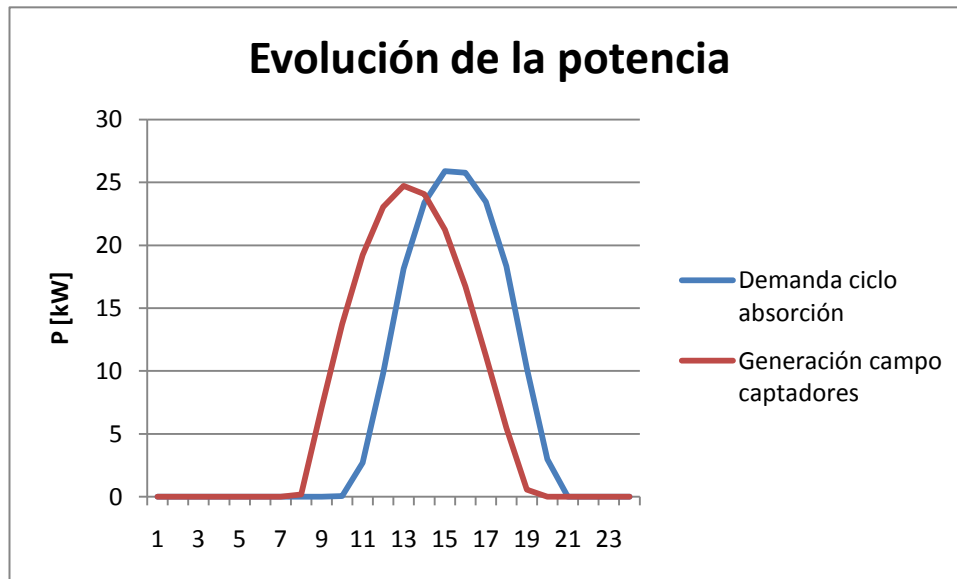


Figura 4.12 Evolución de la potencia generada y demandada promedio diaria del mes de julio

En la figura 4.12 puede verse la evolución de la potencia tanto generada como demandada promedio diaria para el mes de Julio, que es cuando la demanda de frío es más crítica. Tal como se observa la generación de potencia replica la curva de demanda de una manera bastante precisa con un adelanto de la producción respecto a la demanda de 2 horas. Aunque como se aprecia el valor máximo de la demanda es mayor que en la generación, el área de la curva de generación es ligeramente mayor, por lo que la potencia generada es mayor que la demanda a lo largo del día promedio. Se puede asegurar pues que con el dimensionamiento elegido se cubre la demanda en un amplísimo porcentaje, estando sobredimensionado para la mayoría del año y siendo necesario un grupo generador auxiliar para casos de emergencia y días muy puntuales.

## 4.2 Refrigeración solar por compresión

Como alternativa a la refrigeración por absorción utilizando captadores solares se plantea la utilización de una máquina de frío por compresión, compensando la utilización de energía eléctrica que ésta demanda con la colocación de paneles fotovoltaicos.

### 4.2.1 Ciclo compresión

La refrigeración por compresión se logra evaporando un gas refrigerante en estado líquido a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor, denominado evaporador. Para evaporarse éste requiere absorber calor latente de vaporización. Al evaporarse el líquido refrigerante cambia su estado a vapor. Durante el cambio de estado el refrigerante en estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este medio gaseoso o líquido. A esta cantidad de calor contenido en el ambiente se le denomina carga térmica. Después de este



intercambio energético, un compresor mecánico se encarga de aumentar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor conocido como condensador y hacerlo líquido de nuevo. En este intercambiador se liberan del sistema frigorífico tanto el calor latente como el sensible, ambos componentes de la carga térmica. Ya que este aumento de presión además produce un aumento en su temperatura, para lograr el cambio de estado del fluido refrigerante -y producir el subenfriamiento del mismo- es necesario enfriarlo en el interior del condensador; esto suele hacerse por medio de aire y/o agua conforme el tipo de condensador. De esta manera, el refrigerante en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión.

#### 4.2.1.1 Equipo

Se ha elegido un equipo de frío por compresión de la marca Carrier modelo 50AZ de 99,5 kW de potencia (ver Anexo E), ya que la demanda máxima es de 77 kW, esta solo se alcanza en periodos puntuales, pero debemos asegurar siempre la refrigeración en el laboratorio, por lo cual la máquina está suficientemente dimensionada. Se ha seleccionado esta máquina ya que Carrier es una empresa líder en el sector de la refrigeración, con calidad y durabilidad contrastada de sus equipos, siendo además recomendada por una empresa instaladora (ICESA), y proporcionando la potencia requerida con sólo un equipo, cosa que no se conseguía con otros fabricantes consultados.

#### 4.2.1.2 Refrigerante

La máquina seleccionada trabaja con el refrigerante R407C, en realidad es una mezcla de tres gases que sustituye al R22. Es una mezcla ternaria no azeotrópica<sup>3</sup> compuesta de los refrigerantes R32 (23%), R125 (25%) y R134a (52%) (Rothenberger, 2007). Químicamente es estable, tiene buenas propiedades termodinámicas, bajo impacto ambiental y muy baja toxicidad. Es un HFC (hidrofluorocarburos) por lo que no contiene cloro, no es inflamable y no destruye la capa de ozono si es liberado a la atmosfera.

**Tabla 4.4 Cualidades físicas básicas y desempeño operacional del R407C comparado con el R22 (Rothenberger, 2007)**

Indicador	R407C	R22
Punto de ebullición a P atmosférica [°C]	-43,56	-40,80
Presión de líquido saturado a 25°C [kPa]	1174	1043
Densidad del líquido a 25°C [kg/m <sup>3</sup> ]	41,98	44,21
Potencial de agotamiento del ozono ODP	0	0,05
Productividad de enfriamiento relativa Q0R407C/Q0R22	1	1
Potencial de calentamiento global GWP	1600	1700
Factor de refrigeración	6,27	6,43

<sup>3</sup> Mezcla azeotrópica: mezcla líquida de dos o más componentes que posee un único punto de ebullición constante y fijo, y que al pasar al estado vapor (gaseoso) se comporta como un compuesto puro, o sea como si fuese un solo componente.

### 4.2.2 Energía solar fotovoltaica

La energía solar fotovoltaica consiste en la transformación directa de la energía que irradia el Sol en energía eléctrica sin mediación de reacciones químicas, ni ciclos termodinámicos, ni procesos mecánicos.

Hay dos formas de utilizar la energía eléctrica generada a partir del efecto fotovoltaico:

- En instalaciones aisladas de la red eléctrica.
- En instalaciones conectadas a la red eléctrica convencional.

Mientras que en las primeras la energía generada se almacena en baterías para así disponer de su uso cuando sea preciso, en las segundas toda la energía generada se envía a la red eléctrica convencional para su distribución donde sea demandada.

Ya que en nuestro caso tenemos conexión a la red eléctrica convencional, optaremos por la segunda opción, ya que es más sencilla y económica.

El sistema solar fotovoltaico para una instalación conectada a red consta de los siguientes elementos:

- Generador solar: compuesto por un conjunto de paneles fotovoltaicos, que captan la radiación luminosa procedente del Sol y la transforman en corriente continua a baja tensión (12 V ó 24 V).
- Inversor: que transforma la corriente continua de 12 V ó 24 V en corriente alterna de 230 V.

No es objetivo de este proyecto realizar un análisis detallado de la instalación eléctrica necesaria para la implantación de los paneles fotovoltaicos.

#### 4.2.2.1 Modulo fotovoltaico

Los módulos o paneles fotovoltaicos están formados por un conjunto de celdas (células fotovoltaicas) que producen electricidad a partir de la luz que incide sobre ellos (electricidad solar). El parámetro estandarizado para clasificar su potencia se denomina potencia pico, y se corresponde con la potencia máxima que el módulo puede entregar bajo unas condiciones estandarizadas, que son:

- radiación de 1000 W/m<sup>2</sup>.
- temperatura de célula de 25 °C.

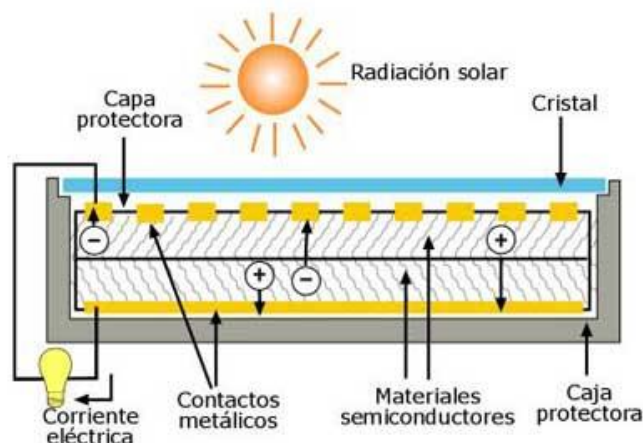


Figura 4.13 Esquema panel fotovoltaico (Gas Natural & Fenosa)

Las células fotovoltaicas están compuestas por una delgada oblea de un material semiconductor y su funcionamiento se basa en que es capaz de absorber una fracción de los fotones de la luz incidente, transmitiendo su energía a los electrones de valencia del semiconductor para que rompan el enlace que les mantiene ligados a los átomos respectivos, convirtiéndose en electrones libres de la banda de conducción.

La falta de electrón de enlace se llama hueco y puede desplazarse libremente por el interior del semiconductor.

#### 4.2.2.2 Panel fotovoltaico

El panel fotovoltaico elegido es un Isofotón ISF230 compuesto por 60 células en serie de silicio monocristalino, se ha seleccionado este equipo dado que presenta un valor elevado de eficiencia y a que los datos proporcionados por el fabricante permiten realizar una simulación del mismo (ver Anexo E).

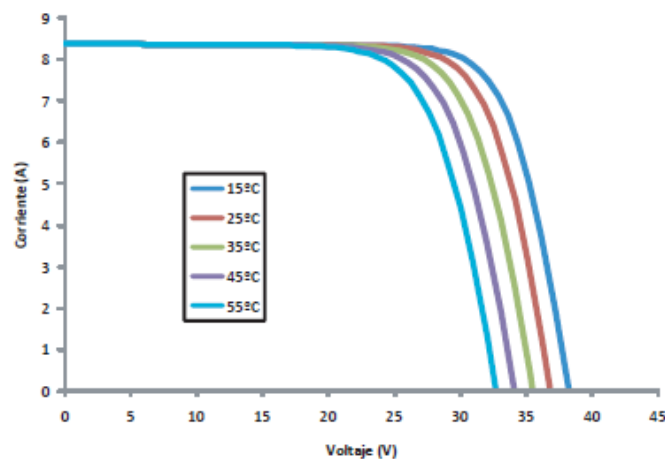


Figura 4.14 Curvas de potencia del panel ISF-230 en función de la temperatura (Isofotón)

#### 4.2.2.3 Inversor

Los inversores convierten la energía eléctrica de corriente continua producida en los paneles solares fotovoltaicos en corriente alterna y la inyectan a cada una de las fases de la red de suministro eléctrico. Se ha elegido el modelo Isoverter 3000 de la compañía Isofotón por adecuarse a las necesidades de potencia de la instalación. Se ha elegido este modelo, ya que el rango de potencia es el adecuado para la instalación, presentando valores de rendimiento de en torno al 95%, siendo además del mismo fabricante que el panel fotovoltaico (ver Anexo E).

### 4.2.3 Programa cálculo

Para el cálculo de la instalación se han desarrollado tres programas en EES uno para la simulación del equipo de frío por compresión y dos para la parte fotovoltaica, uno para realizar su dimensionamiento y otro para la simulación.

#### **4.2.3.1 Ciclo compresión**

Al igual que en el programa de cálculo de frío solar por absorción se parte de las hipótesis de que no se consideran pérdidas de carga ni de calor en las tuberías y las válvulas se consideran isoentálpicas.

La máquina de frío elegida trabaja con un compresor de tipo Scroll sin posibilidad de trabajar a velocidad variable, por lo tanto la máquina no trabajará a carga parcial sino que se conectará y desconectará cuando sea necesario. Se supondrá pues que siempre trabaja en condiciones cerca de las nominales.

El programa calcula los puntos del diagrama termodinámico de la máquina de frío y de la torre de refrigeración comprobando que se obtiene la potencia y características dadas por el fabricante.

Las presiones de trabajo se han fijado en función de las temperaturas de cambio de fase en el condensador y en el evaporador. Para el condensador, teniendo en cuenta que se puede llegar a tener una temperatura exterior de 35°C, un valor razonable de temperatura de cambio de fase son 50°C. Para el evaporador 5°C.

El refrigerante que utiliza la máquina es R-407C (ver Anexo E), que como ya se ha explicado anteriormente es una mezcla de 3 refrigerantes diferentes y que por tanto no tiene una temperatura constante de cambio de fase, sino que va variando en función del título, las propiedades de esta mezcla casi azeotrópica se han calculado a través de las librerías de EES con la ecuación de Estado de Martin-Hou (A.I.Ch.E. Journal, 1:142, 1955), modificada para las mezclas por Bivens y Yokozeki, 1996 Internacional. Conferencia de Tecnologías de la Protección del Ozono, Washington DC.

Con relación al grado de subenfriamiento, se han fijado 5°C de subenfriamiento en la salida del condensador. A la salida del evaporador debe considerarse recalentamiento del refrigerante y se propone un valor de 15°C con respecto a la temperatura de vapor saturado.

En el compresor se ha fijado un rendimiento isoentrópico del 80%. Es un dato no proporcionado por el fabricante, pero las pérdidas normalmente en este tipo de equipo son de entre un 10% y un 20%. Obteniéndose una temperatura de refrigerante a la salida del compresor de 117,5°C, que es un dato aceptable para este tipo de máquinas. (Guallar, 2002)

La torre de refrigeración está calculada de manera semejante a lo explicado en el apartado 4.1.3.2

#### **4.2.3.2 Paneles fotovoltaicos**

Se han realizado dos programas, uno para dimensionar el campo de captadores fotovoltaicos y otro para poder simular la producción de electricidad y comprobar que se ajusta a nuestra demanda de electricidad del ciclo de compresión.

Para el dimensionamiento se han calculado los mismos parámetros de geometría solar y la radiación incidente de la misma manera que el en programa de los colectores solares térmicos, a partir de los datos de radiación incidente se ha calculado

el número de horas pico diarias de la población de Turín obteniendo un resultado de 3,8 hp.

A partir de estos datos y conociendo las características del panel se calcula el número de paneles necesarios a través de la expresión:

$$N_{\text{paneles}} = \frac{E}{hp_{\text{media}} \cdot P_{\text{panel}} \cdot \text{Eficiencia}}$$

Siendo:

$E \equiv$  Energía media diaria requerida por el ciclo de compresión [kWh].

$hp_{\text{media}} \equiv$  Media del número de horas pico en un día [horas].

$P_{\text{panel}} \equiv$  Potencia del panel [kW].

$\text{Eficiencia} \equiv$  Eficiencia del panel.

Obteniéndose un resultado de 103 paneles.

La simulación se realiza a través de otro programa en el cual introduciendo nuevamente los datos del panel y de temperatura y radiación solar además del número de paneles seleccionados calcula la energía producida por los mismos de manera horaria a lo largo de todo el año, a través de la expresión:

$$E = N_{\text{paneles}} \cdot hp_{\text{media}} \cdot P_{\text{panel}} \cdot \text{Eficiencia}$$

Como se ha comentado antes, la eficiencia del panel no es constante por lo cual hay que tener en cuenta dicha variación. La eficiencia se define como la relación entre la potencia eléctrica máxima (que como se ha visto en la figura 4.14 varía con la temperatura) y la potencia de radiación incidente.

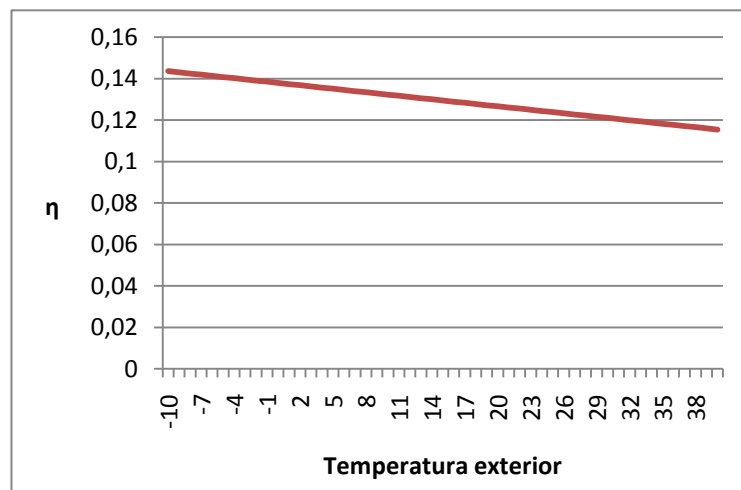
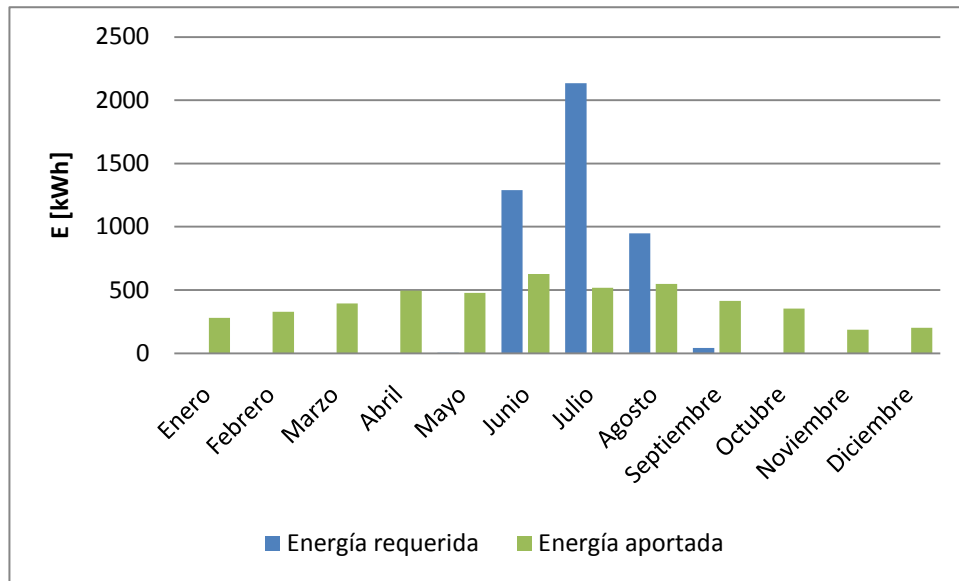


Figura 4.15 Variación de la eficiencia del panel en función de la temperatura exterior

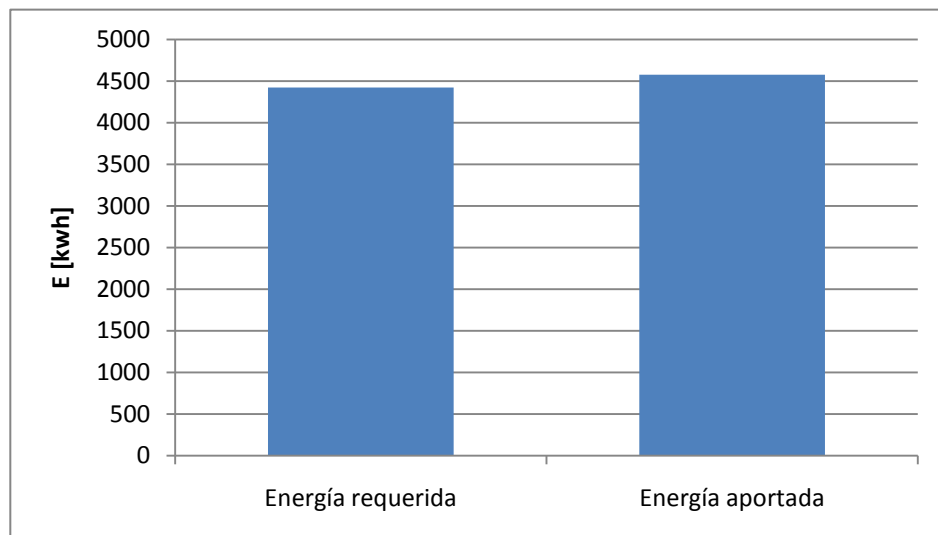
Se observa que la eficiencia del panel es mayor con temperaturas bajas, obteniéndose en general una eficiencia ligeramente inferior a la dada por el fabricante de un 13.9%. Algo usual en este tipo de aparatos (Monné, 2003).

Tras realizar la simulación los resultados que se han obtenido son los siguientes:



**Figura 4.16 Evolución de la energía demandada y generada distribuida por meses**

La energía requerida se encuentra concentrada en los meses de Junio, Julio y Agosto, mientras que la energía aportada por los paneles se encuentra distribuida a lo largo de todo el año, esto no es un problema ya que al tomar la electricidad necesaria de la red y vender la electricidad generada también a la red, el desfase entre demanda y producción no es un dato importante a la hora de dimensionar la instalación, como sí lo era en el frío por absorción. Además la producción y la demanda se producen en las mismas horas del día por lo que estaremos dentro del mismo régimen horario tarifario.



**Figura 4.17 Reparto de la energía requerida y aportada**

Como se puede apreciar en la figura 4.17 la energía aportada por los captadores es ligeramente superior a la que demanda la instalación de frío, lo que permitirá obtener un beneficio extra al vender el exceso de electricidad a la red. Se puede observar que pese a que el dimensionamiento de la instalación se ha hecho en base a un promedio de horas pico y de eficiencia, y la simulación se ha hecho con datos precisos horarios, el ajuste es realmente satisfactorio.





## Análisis económico

Se va a proceder a realizar un análisis económico de los equipos a instalar tanto del sistema de frío por absorción como del sistema de frío por compresión, no se ha introducido en este análisis los costes de montaje y mantenimiento.

### 5.1 Frío por absorción

Tabla 5.1 Costes asociados a la instalación de frío por absorción

Concepto	Unidades	Precio	Total
Colector solar Viessman vitosol T-300	24	2.129,0 €	51.096,0 €
Acumulador VNU PBS-Solar	1	3.861,0 €	3.861,0 €
Equipo absorción Yazaki WFC-SC30	1	45.631,4 €	45.631,4 €
Torre refrigeración Teva TVA 021	1	4.599,0 €	4.599,0 €
Subtotal			105.187,4 €
IVA <sup>4</sup>		20%	18.941,8 €
<b>TOTAL</b>			<b>126.224,9 €</b>

Se ha analizado la rentabilidad de la instalación en función del ahorro en energía eléctrica anual que se produciría al instalar este ciclo de absorción con respecto a un ciclo de compresión convencional tomando la energía eléctrica directamente de la red. Para ello se ha calculado el VAN<sup>5</sup> de la instalación tomando una tasa del 6% anual y tres escenarios posibles de incremento del precio de la electricidad (3, 6 y 9% de incremento anual).

El cálculo del VAN nos da la rentabilidad de la inversión en el periodo temporal elegido, el momento que el VAN es igual a 0 es el momento en el que recuperamos la inversión inicial y a partir de ese momento se empiezan a obtener beneficios. El cálculo del VAN ha sido realizado con las fórmulas presentes en Excel.

Como se puede observar en la figura 5.1, la rentabilidad de la inversión es sensible al precio de la electricidad, pero se puede afirmar que si no hay un alto incremento de este precio esta inversión no es rentable, sólo se encuentra rentabilidad dentro del horizonte marcado con un incremento del precio de la luz 9% anual.

<sup>4</sup> El Impuesto valor añadido (IVA) en Italia es de un 20%

<sup>5</sup> Valor Actualizado Neto

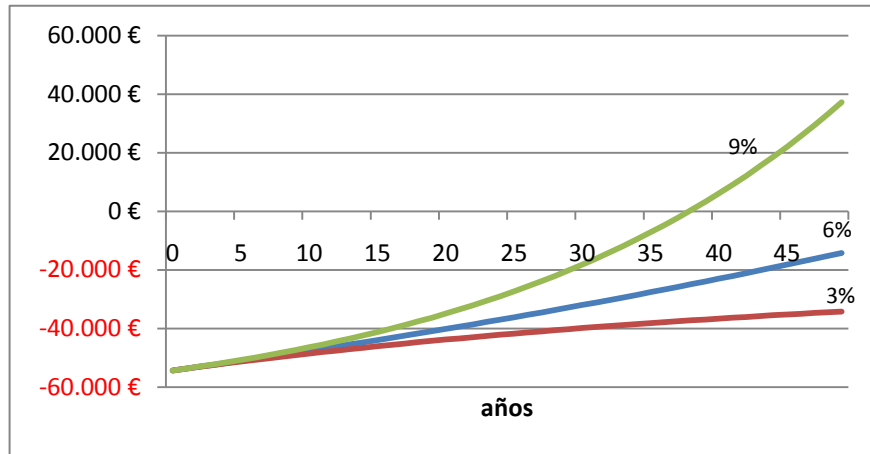


Figura 5.1 VAN de la inversión en frío por absorción

Como hemos visto en el capítulo 4, con el dimensionamiento de este sistema se desaprovecha mucha energía en forma de agua caliente, si este agua producida pudiera ser utilizada para un sistema de calefacción, la rentabilidad de la inversión mejoraría notablemente como se puede ver en la figura 5.2.

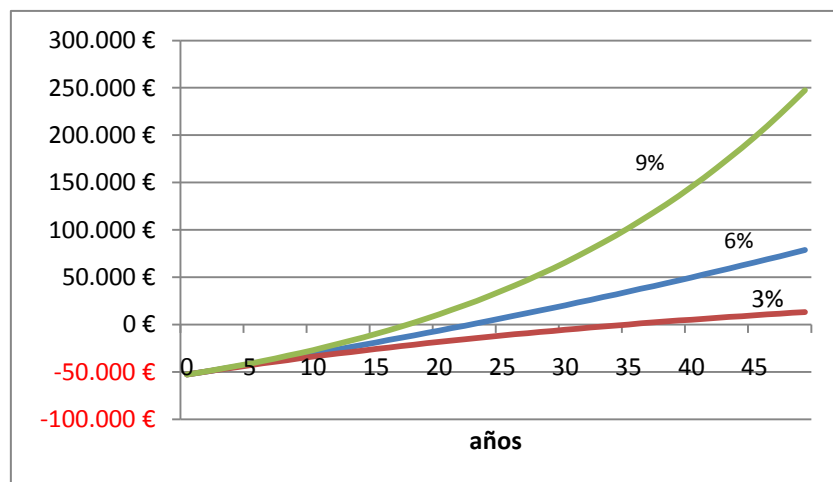


Figura 5.2 VAN de la inversión en frío por absorción con aprovechamiento para ACS

Se ha tenido en cuenta un incremento del precio del gas igual al del precio de la electricidad. Tal como se observa el rendimiento de la inversión aumenta notablemente, en los 3 escenarios planteados se recupera la inversión en el horizonte temporal estudiado y el caso de fuerte incremento de del precio de las materias primas se hace especialmente rentable.

## 5.2 Frío por compresión

Tabla 5.2 Costes asociados a la instalación de frío por compresión

Concepto	Unidades	Precio	Total
Panel fotovoltaico Isofoton ISF 230	103	667,3 €	68.733,9 €
Inversor Isofoton isoverter 3000	2	1.838,7 €	3.677,4 €
Equipo frío compresión Carrier AZ50	1	24.590,0 €	24.590,0 €
Torre refrigeración Teva TVA 016	1	4.299,0 €	4.299,0 €
<b>Subtotal</b>			<b>101.300,4 €</b>
IVA		20%	20.260,1 €
<b>TOTAL</b>			<b>121.560,5 €</b>

Se ha calculado la rentabilidad de la instalación en función de la diferencia entre la energía absorbida de la red y la cedida por el campo de paneles fotovoltaicos, teniendo en cuenta la diferencia en la inversión inicial. Hay que destacar que el gobierno Italiano ha aprobado recientemente un decreto por el cual fija el precio de la compra de la electricidad generada de manera renovable en un horizonte mínimo de 20 años.

La rentabilidad de la inversión se ha analizado en los mismos términos que en el caso anterior.

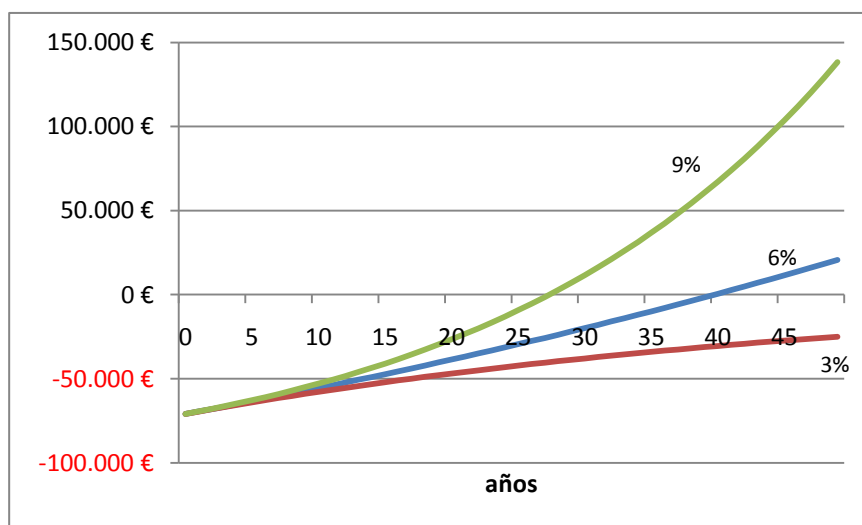


Figura 5.3 VAN de la inversión en frío por compresión con paneles fotovoltaicos

Como se observa en los escenarios con un incremento del precio de la electricidad de un 6 y un 9% se produce retorno de la inversión aunque solo el caso de un incremento del precio de la electricidad del 9% el horizonte temporal comienza a ser interesante.

Hay que hacer notar que en ningún caso se han tenido en cuenta posibles subvenciones que otorgue el gobierno Italiano a la instalación, por lo que se está trabajando con hipótesis pesimistas. Si se ha tenido en cuenta en el último caso, un decreto recientemente promulgado por el gobierno Italiano que fija el precio de la compra de electricidad producida de manera renovable. Este precio varía en función de

una serie de parámetros, tales como la potencia de la instalación o el carácter del edificio donde se encuentra la instalación, para nuestro caso tendríamos un precio de compra de 0,311€/kWh como precio base y se quedaría finalmente en torno a los 0,45€/kWh aplicando una serie de corrección incluidas en la ley.

# Conclusiones

## 6.1 Conclusiones sobre el proyecto

Tras un estudio detallado de las opciones propuestas para su implantación se ha llegado a las siguientes conclusiones.

La opción de la instalación de un ciclo de absorción con captadores solares solo sería posible tanto desde el punto de vista técnico como económico si se utilizará el agua caliente sobrante producida en los meses de invierno para su uso en calefacción, esto sería posible ya que el TI-LAB de Telecom Italia no solo se encuentra el laboratorio estudiado sino que de manera anexa se encuentran despachos y salas de reuniones. No obstante el analizar esta integración ha quedado fuera del alcance de este proyecto.

Desde el punto de visto técnico se desaprovecha una gran cantidad de energía generada y desde el punto de vista económico el retorno de la inversión es muy elevado.

La opción de los paneles fotovoltaicos es más adecuada por sí sola para compensar la demanda de electricidad utilizada en la producción de frío por compresión. Permite ajustar la demanda de una forma anual, por lo que no se produce un exceso de producción a lo largo del año, y la inversión también es menor por lo que el retorno de la misma se produce en un periodo de tiempo más corto que con la refrigeración por absorción.

De manera más general se puede concluir que la refrigeración solar es más conveniente en zonas más meridionales donde la radiación solar es más alta y las temperaturas suelen ser tales que hacen al *free-cooling* menos eficaz.

Desde el punto de vista de la realización del proyecto.

Aun siendo EES una gran herramienta de cálculo sobre todo si son necesarias propiedades termodinámicas, las limitaciones derivadas del uso de EES como lenguaje de programación son evidentes. Por un lado, no permite la utilización de cálculos secuenciales y por otro la robustez del programa está limitada por la propia arquitectura del software.

## 6.2 Líneas de investigación

Fuera del alcance de este proyecto ha quedado tanto la posible utilización del ciclo de absorción para proporcionar calefacción así como un estudio más detallado de las instalaciones desde el punto de visto de instalación y puesta en marcha. Tampoco se ha estudiado la posibilidad de instalar un campo de colectores con seguimiento de la radiación solar, por deseo del cliente. De igual manera tampoco ha sido objetivo de este proyecto realizar un estudio exhaustivo sobre la situación fiscal de la república Italiana para la implantación de energías renovables que aconsejen la instalación de este tipo de sistemas.

# Bibliografía

A.I.Ch.E. (1955). journal.

ASHRAE. (2009). *Handbook: refrigeración*.

Baccino, G. (2009). Opportunità di impiego dal free cooling per il condizionamento di centrali di telecomunicazioni.

Benford, & Bock. (1939).

Best y Brown, D. (s.f.). Sistemas de aire acondicionado solar por absorción. (C. d. UNAM, Ed.)

Censolar. (s.f.). Recuperado en Abril de 2010, de [www.censolar.es](http://www.censolar.es)

Dominguez Quiroga, J. A. (2009). Modelado y caracterización de una máquina de absorción de doble efecto (PFC). Sevilla.

Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2006). *Solar engineering of thermal processes* (3rd ed.). New York : Interscience.

Eurometeo. (s.f.). Recuperado en Marzo de 2010, de <http://www.eurometeo.com/>

European Telecommunications Standards Institute. (s.f.). Recuperado el Mayo de 2010, de <http://www.etsi.org/WebSite/Standards/Standard.aspx>

Fechia, D. (2006). Sistemi di risparmio energetico per il condizionamento industriale. Il free cooling con aria sterna.

Gas Natural, & Fenosa. (s.f.). Recuperado en Junio de 2010, de Empresa eficiente: <http://www.empresaeficiente.com/es/catalogo-de-tecnologias/>

Gazzetta ufficiale della Repubblica Italiana. (6 de Agosto de 2010). *Decreto Interministeriale*.

Guallar, J. (2002). *Instalaciones frigoríficas y aire acondicionado*. Universidad de Zaragoza.

Henning, H. M. (2004). *Solar Assisted Air Conditioning in Buildings*. Vienna: Springer.

ICESA. (s.f.). Fco. Vittoria 15, Zaragoza.

Iglesias De Casto, M. (2007). Producción de frío mediante ciclos de absorción y energía solar. Estudio de viabilidad de una instalación para el sector residencial (PFC).Universidad de Zaragoza

Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2002). *Introduction to Heat Transfer* (4th ed.). John Wiley & Sons.

Juana, J. M. (2002). *Energías renovables para el desarrollo*. Paraninfo.

Kaita, Y. (2001). Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. *International Journal of Refrigeration*.

- Marcos Del Cano, J. D. (2008). Prototipo de máquina frigorífica de absorción de BrLi-H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire (Tesis doctoral). Madrid: Universidad Carlos III.
- Marín, J., & Cózar, J. (s.f.). *Ingeniería Térmica: Apuntes de la asignatura*. Universidad de Zaragoza.
- Monné Bailo, C., & Díez Pinilla, L. (2007). *Prácticas de energías renovables* (2 ed.). Prensas universitarias de Zaragoza.
- Monné, C. (2003). Energías Renovables: Apuntes de la asignatura. Universidad de Zaragoza.
- PNUMA. (2006). *Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono*. Nairobi: UNON.
- Quadri, N. (2007). Sistemas de aire acondicionado, calidad del aire exterior. Alsina.
- Rothenberger. (2007). *Gas refrigerante R407C*.
- Tabecchio, R. (2001). Guida alla conoscenza dei gruppi refrigeratori ad assorbimento. York.
- Tozer, R., & James, R. (1997). *Fundamental thermodynamics of ideal absorption cycles*, 20. International Journal of Refrigeration.



# Índice de figuras

Figura 2.1 Layout del Test Plant	3
Figura 2.2 Disposición de los Rack en el laboratorio	4
Figura 2.3 Layout del laboratorio con los equipos y rectificadores	7
Figura 2.4 Evolución de la potencia disipada por Rack a lo largo de los años	8
Figura 3.1 Esquema de funcionamiento de free-cooling directo	9
Figura 3.2 Gráfico de regulación de free-cooling	10
Figura 3.3 Representación horaria de la potencia frigorífica necesaria	12
Figura 3.4 Representación porcentual de las necesidades frigoríficas en los meses estivales	12
Figura 3.5 Energía requerida de manera mensual	13
Figura 4.1 Esquema de solar cooling con ciclo de absorción	16
Figura 4.2 Captador tubos de vacío Heatpipe	17
Figura 4.3 Equipos de una máquina de absorción de efecto simple sobre un diagrama p-T	18
Figura 4.4 Esquema de equipos y flujos de una máquina de absorción de efecto simple	19
Figura 4.5 Esquema de flujos y componentes principales	22
Figura 4.6 Fotografía torre de refrigeración serie TVA	23
Figura 4.7 Evolución del COP en función de la temperatura y flujo másico en la entrada al generador	24
Figura 4.8 Esquema del modelo de bóveda anisotrópica	25
Figura 4.9 Rendimiento del captador en función de la temperatura	28
Figura 4.10 Estimación del volumen del depósito de acumulación	29
Figura 4.11 Energía demandada y generada para los meses de verano	31
Figura 4.12 Evolución de la potencia generada y demandada promedio diaria del mes de julio	32
Figura 4.13 Esquema panel fotovoltaico	34
Figura 4.14 Curvas de potencia del panel ISF-230 en función de la temperatura	35
Figura 4.15 Variación de la eficiencia del panel en función de la temperatura exterior	37
Figura 4.16 Evolución de la energía demandada y generada distribuida por meses	38
Figura 4.17 Reparto de la energía requerida y aportada	38
Figura 5.1 VAN de la inversión en frío por absorción	42
Figura 5.2 VAN de la inversión en frío por absorción con aprovechamiento para ACS	42
Figura 5.3 VAN de la inversión en frío por compresión con paneles fotovoltaicos	43

# Índice de tablas

Tabla 2.1 Potencia eléctrica absorbida por los aparatos del Test Plant	5
Tabla 2.2 Densidad de potencia eléctrica en la zona 1 y 2	6
Tabla 2.3 potencia térmica disipada en los rectificadores	6
Tabla 2.4 Potencia disipada para diferentes equipos	8
Tabla 3.1 Distribución de la energía requerida por el free-cooling	12
Tabla 4.1 Comparación propiedades mezclas de trabajo	21
Tabla 4.2 Datos captador	28
Tabla 4.3 Elección de la inclinación del captador	28
Tabla 4.4 Cualidades físicas básicas y desempeño operacional del R407C comparado con el R22	33
Tabla 5.1 Costes asociados a la instalación de frío por absorción	41
Tabla 5.2 Costes asociados a la instalación de frío por compresión	43